

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

DISEÑO DE UNA CAMA CALEFACTORA PARA REGIONES FRÍAS

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

Ronald Ivan Nazario Herrera Prado

ASESOR: Miguel Angel Hadzich Marín

Lima, septiembre del 2011

RESUMEN

En la sierra del Perú existen muchos pobladores indígenas que viven en regiones donde la temperatura, durante las noches, desciende a valores menores que cero grados centígrados. Debido a la falta de apoyo gubernamental en el aspecto económico, durante el año 2009 se ha registrado un número elevado de muertos, especialmente niños por problemas respiratorios.

Frente a este grave problema que enfrentan los peruanos en las zonas alto-andinas se propone diseñar una cama calefactora, mediante el uso de la energía solar, para proporcionar confort térmico al campesino de la sierra durante las noches.

En el primer capítulo, se investiga el estado de la tecnología de sistemas de colección y almacenamiento de energía solar.

En el segundo capítulo, se selecciona el proyecto óptimo. Se analizan las diversas alternativas de solución comparando los valores técnicos y económicos de cada concepto de solución. Esto da como resultado el uso de un colector solar de placa plana con aire como sistema de colección de energía solar y la utilización de una pila de piedras como sistema de almacenamiento de energía solar.

En el tercer capítulo, se realiza el diseño y los cálculos de la cama calefactora. Se dimensionan las estructuras de acuerdo a la lista de exigencias. Luego se verifica que el área del colector proporcione el suficiente calor para cumplir el requerimiento del confort térmico del campesino durante las noches.

En los anexos se proporcionan extractos de las fuentes utilizadas (datos meteorológicos de SENAMHI y un trabajo de investigación) para el desarrollo del cálculo.

Se diseñó una cama calefactora mediante el uso de energía solar para proporcionar el confort térmico al campesino en las noches. El campesino necesita un suministro de calor de 35 W durante 10 horas lo cual resulta en una carga térmica de 1300kJ. La pila de piedras tiene un volumen de 0.5m^3 y se calienta hasta una temperatura de 22°C durante el día y disminuye hasta una temperatura de 15°C en invierno. Este cambio de temperatura libera 2200 kJ, lo cual nos asegura que la pila de piedras proporcionará la cantidad de calor que necesita el hombre para encontrarse en la zona de confort térmico. Finalmente, se incluye los planos necesarios para la construcción de la cama calefactora.

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UNA CAMA CALEFACTORA PARA REGIONES FRÍAS

ÁREA : Energía

PROPUESTO POR : Ing. Miguel Hadzich Marín

ASESOR : Ing. Miguel Hadzich Marín

TESISTA : Ronald Iván Nazario Herrera Prado

CÓDIGO : 20050451.4

FECHA : 29 de agosto de 2011

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVO:

En la sierra del Perú existen muchos pobladores indígenas que viven en regiones donde la temperatura es muy cercana a cero grados centígrados. Los campesinos se protegen contra estas heladas mediante el uso de pieles de oveja o duermen en el cuarto de la cocina, dejando la leña encendida con el objetivo de calentar el cuarto. La primera solución muchas veces no es suficiente para poder combatir las heladas y la segunda solución, debido a falta de ventilación, causa problemas respiratorios.

El objetivo de este trabajo es diseñar una cama calefactora, mediante el uso de la energía solar, para proporcionar confort térmico al campesino de la sierra durante las noches.

Finalmente, la cama debe ser una tecnología fácilmente asequible, económica y contar con una instalación y un mantenimiento sencillos. Esto permitiría la fácil difusión de esta nueva tecnología.

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO
DISEÑO DE UNA CAMA CALEFACTORA PARA REGIONES FRÍAS

Introducción

1. Estado del Arte.
2. Selección del proyecto óptimo.
3. Diseño y cálculos.

Planos

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Ing. Miguel Hadzich Marín
Asesor

CONTENIDOS

	Pág.
RESUMEN.....	i
APROBACIÓN DEL TEMARIO DE TESIS.....	ii
LISTA DE SIMBOLOS.....	vi
INTRODUCCIÓN.....	1
I. ESTADO DEL ARTE.....	5
1.1. Colección de Energía Solar.....	5
1.2. Almacenamiento de Energía Solar.....	9
II. SELECCIÓN DEL PROYECTO DEFINITIVO.....	12
2.1. Lista de Exigencias.....	12
2.2. Caja negra y estructura de funciones.....	13
2.3. Matriz Morfológica.....	15
2.4. Conceptos de solución y Proyecto Óptimo.....	16
2.5. Selección de Materiales.....	25
III. DISEÑO Y CÁLCULOS.....	28
3.1. Metodología.....	28
3.2. Confort Térmico.....	30
3.2.1. Termorregulación humana.....	30
3.2.2. Balance energético.....	31
3.3. Temperatura de la cama - cantidad de energía almacenada.....	37
3.3.1. Carga térmica.....	37
3.3.2. Temperatura de la cama al final de día.....	37
3.4. Análisis Térmico del Colector.....	39
3.4.1. Flujo de cálculo.....	46
3.4.2. Procedimiento de cálculo.....	47
3.5. Transferencia de calor entre el fluido y la cama.....	52
3.6. Dimensiones y resultados finales.....	55
3.7. Costos.....	56
PLANOS	
CONCLUSIONES.....	57
BIBLIOGRAFÍA.....	58
ANEXOS.....	59

LISTA DE SÍMBOLOS

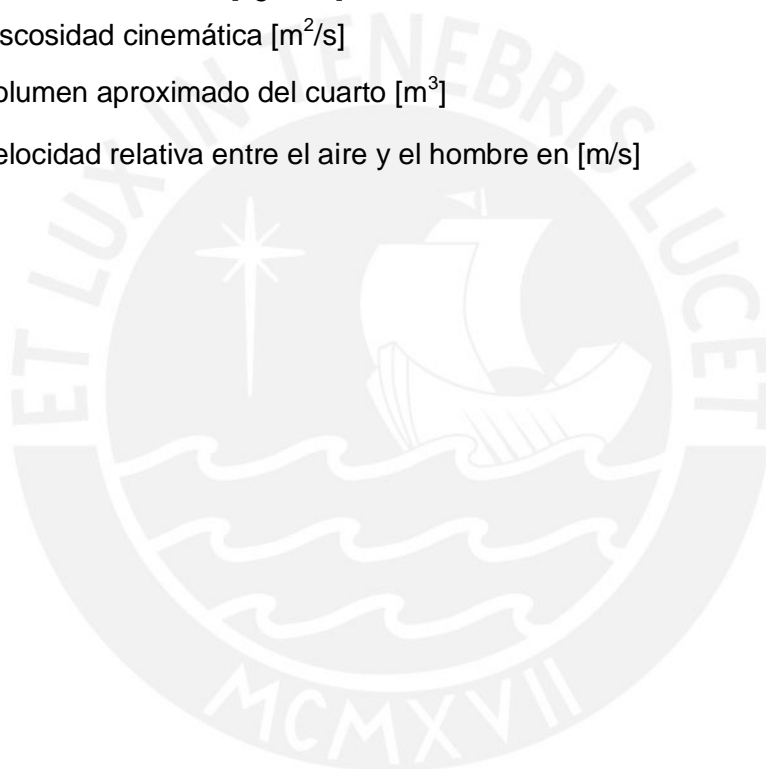
A_D	: Área corporal de un hombre desnudo [m^2]
A_{cl}	: Área de la superficie externa de la ropa [m^2].
A_r	: Área radiante [m^2]
A_v	: Área superficial por unidad de volumen de la piedra [$1/m$]
A_{cb}	: Área transversal a la dirección del flujo [m^2]
W	: Ancho del colector [m]
A	: Área transversal del flujo [m^2]
A_{in}	: Área de entrada del flujo [m^2]
A_{out}	: Área de salida del flujo [m^2]
A_c	: Área de colector [m^2]
H	: Altura del colector [m]
$A_{p,t}$: Área superficial total de transferencia [m^2]
α_b	: Absortividad de la placa absorbente [adimensional]
l	: Altura del hombre [m]
W_b	: Ancho de la cama [m]
e	: Brecha entre la cubierta y la placa [m]
Q_{hb}	: Calor necesario que debe ser entregado al hombre [W]
h	: Coeficiente combinado (radiación y convección) de transferencia de calor [$W/m^2/K$]
h_r	: Coeficiente radiante de transferencia de calor [$W/m^2/K$]
h_{cc}	: Coeficiente convectivo modificado [$W/m^2/K$]
σ	: Constante de Boltzmann [$W/m^2/K^4$]
h_c	: Coeficiente convectivo [$W/m^2/K$]
k_i	: Conductividad del aislante [$W/m/K$].
h_e	: Coeficiente de transferencia calor por evaporación [W/m^2kPa]
C_p	: Calor específico del aire [$J/kg/^\circ C$]
C_{pr}	: Calor específico de la piedra [$J/kg/^\circ C$]
U_t	: Coeficiente de pérdidas delanteras [$W/m^2/K$]
h_r	: Coeficiente radiante linealizado entre la placa y la cubierta [$W/m^2/K$]

h_2	: Coeficiente convectivo entre la placa y el fluido [W/m ² /K]
h_1	: Coeficiente convectivo entre la cubierta y el fluido [W/m ² /K]
U_b	: Coeficiente de pérdidas traseras [W/m ² /K]
$h_{rc,a}$: Coeficiente radiante linealizado entre la cubierta y el ambiente [W/m ² /K]
$h_{c,a}$: Coeficiente convectivo entre la cubierta y el ambiente [W/m ² /K]
β	: Coeficiente de expansión volumétrica [1/K]
κ	: Conductividad térmica del fluido [k/m/°C]
U_L	: Coeficiente global de pérdidas [W/m ² /K]
c_{out}	: Coeficiente de pérdida de presión a la salida del colector [adimensional]
h_v	: Coeficiente de transferencia de calor volumétrico [W/m ³ /K]
h	: Coeficiente convectivo entre la piedra y el aire [W/m ² /K]
c_{in}	: Coeficiente de pérdida de presión al ingreso del colector [adimensional]
ρ	: Densidad promedio del aire [kg/m ³]
ρ_r	: Densidad de la piedra [kg/m ³]
D_r	: Diámetro equivalente de la piedra [m]
D_h	: Diámetro hidráulico [m]
ΔT_{lm}	: Diferencia logarítmica de temperaturas [K]
i_{cl}	: Eficiencia de la permeabilidad de vapor de la ropa [adimensional]
E_{hb}	: Energía que se entrega al hombre [J]
E_{ab}	: Energía que se entrega al aire [J]
ε	: Emisividad [adimensional]
t	: Espesor del aislante [m]
ε_p	: Emisividad de la placa [adimensional]
ε_c	: Emisividad de la cubierta [adimensional]
η	: Eficiencia [adimensional]
F_R	: Factor de remoción de calor del colector [adimensional]
\dot{m}	: Flujo másico de aire [kg/s]
F_1	: Factor de flujo del colector [adimensional]
κ	: Factor de conversión de radiación difusa y direccional [adimensional]
f	: Factor de fricción para el canal [adimensional]

F	: Factor de eficiencia del colector [adimensional]
\dot{V}	: Flujo volumétrico de aire [m^3/s]
A	: Factor de superficie [adimensional]
ε	: Fracción de vacío [adimensional]
f_{cl}	: Factor de área de indumentaria [adimensional]
G	: Gravedad [m/s^2]
w	: Humedad de la piel [adimensional]
ϕ	: Humedad relativa [adimensional]
θ	: Inclinação del colector con respecto al terreno [radian]
L_c	: Longitud característica [m]
L_b	: Longitud de la cama [m]
L	: Longitud del colector [m]
m_h	: Masa del hombre [kg]
m	: Masa de la piedra [kg]
Nu	: Número de Nusselt [adimensional]
Ra	: Número de Rayleigh [adimensional]
Gr	: Número de Grashof [adimensional]
Pr	: Número de Prandtl [adimensional]
n	: Número promedio de piedras [adimensional]
NTU	: Número de unidades de transmisión [adimensional]
$C + R$: Pérdida de calor sensible de la piel [W]
E_{sk}	: Pérdida de calor por evaporación de la piel [W]
P_{atm}	: Presión atmosférica [kPa]
$p_{sk,s}$: Presión de vapor de agua en la piel [kPa]
p_a	: Presión de vapor de agua en el ambiente [kPa]
p_g	: Presión de saturación a temperatura ambiente [kPa]
D	: Profundidad de la cama [m]
Q_u	: Potencia útil [W]
LR	: Proporción de Lewis [K/kPa]
R_{cl}	: Resistencia térmica de indumentaria [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]

I_t	: Radiación solar incidente [W/m ²]
$R_{e,cl}$: Resistencia de la indumentaria a transferencia de calor por evaporación [m ² kPa/W]
M	: Tasa de producción de calor metabólico [W]
W	: Tasa de trabajo mecánico [W]
C_{res}	: Tasa de pérdida de calor por convección por respiración [W]
E_{res}	: Tasa de pérdida de calor por evaporación por respiración [W]
S_{sk}	: Tasa de almacenamiento de calor en la piel [W]
S_{cr}	: Tasa de almacenamiento de calor en el cuerpo [W]
T_o	: Temperatura promedio ponderada [°C]
T_r	: Temperatura radiante [°C]
T_{cl}	: Temperatura de la ropa [°C].
T_a	: Temperatura ambiente [°C]
T_{end}	: Temperatura final del aire en la noche [°C]
T_{in}	: Temperatura inicial del aire en la noche [°C]
T_{fd}	: Temperatura de la cama al final del día [°C]
T_{cd}	: Temperatura de la cama al comenzar el día [°C]
T_a	: Temperatura ambiente [K]
T_s	: Temperatura del cielo [K]
T_{fi}	: Temperatura del aire entrante [K]
T_{fo}	: Temperatura del aire de salida [K]
T_f	: Temperatura promedio del fluido [K]
T_c	: Temperatura de la cubierta [K]
T_p	: Temperatura de la placa absorbente [K]
T_{film}	: Temperatura de referencia [K]
T_{pm}	: Temperatura media de la placa absorbente [K]
T_{fm}	: Temperatura media del fluido [K]
T_{sk}	: Temperatura de la piel [°C]
T_{cm}	: Temperatura media de la cubierta [K]

T_b	: Temperatura promedio de la cama [K]
t_{ru}	: Tiempo de radiación útil [s]
Q	: Transferencia de calor entre el aire y la cama [W]
τ	: Transmisividad de la cubierta de radiación solar [adimensional]
t_r	: Tiempo de reposo, [h].
μ	: Viscosidad dinámica [Pa*s]
v	: Velocidad del aire a través de la cama [m/s]
G_o	: Velocidad de masa [kg/m ² /s]
ν	: Viscosidad cinemática [m ² /s]
V_c	: Volumen aproximado del cuarto [m ³]
V	: Velocidad relativa entre el aire y el hombre en [m/s]



INTRODUCCIÓN

En la sierra del Perú existen muchos pobladores indígenas que viven en regiones donde la temperatura, durante las noches, desciende a valores menores que cero grados centígrados.

Los campesinos se protegen contra estas heladas mediante el uso de pieles de oveja o duermen en la cocina, dejando la leña encendida con el objetivo de calentar el cuarto. La primera solución muchas veces no es suficiente para poder combatir las heladas y la segunda solución, debido a falta de ventilación, causa problemas respiratorios.

No es casualidad el número de personas, y principalmente niños, que han muerto en el año 2009 a causa de enfermedades respiratorias y neumonías tal como lo indica Yehude Simon, presidente del Consejo de Ministros: “El gobierno, tras reconocer las muertes de 153 niños en lo que va del año [2009] como consecuencia de enfermedades respiratorias y neumonía, declaró en emergencia varias provincias andinas afectadas por inusuales bajas temperaturas” [1]. Las principales zonas afectadas son Puno, Arequipa, Huancavelica y Cusco, según información del Ministerio de Salud. Esta noticia nos comprueba la falta de apoyo económico que reciben los campesinos por parte del gobierno para combatir las bajas temperaturas y las graves consecuencias que esto conlleva.

Frente a este grave problema que enfrentan los peruanos en las zonas alto-andinas se propone diseñar una cama calefactora que provea el calor necesario que necesitan los campesinos durante las noches para encontrarse en confort térmico.

Por otro lado, esta cama debe utilizar energía solar como fuente de alimentación para generar calor. La razón radica en que la mayoría de los campesinos no cuentan con los recursos económicos suficientes para pagar por la energía eléctrica que el sistema calefactor consumiría o en el peor de los casos, no cuentan con electrificación rural.

El GRUPO-PUCP cuenta con una Casa Ecológica Andina en Langui, Cusco. Debido a las facilidades para obtener datos y una futura implementación de la cama calefactora

se seleccionará la Casa Ecológica Andina como lugar de instalación. Langui se encuentra a una latitud de $14^{\circ}25'47''$ (168 km. al sur de Cusco) y a una altura de 3969 m.s.n.m. En las siguientes figuras se muestra la ubicación de Langui en el mapa del Perú



Figura 1 Mapa del Perú. El globo A denota la Ubicación de Langui.



Figura 2. Mapa de Cuzco La Flecha roja señala la ubicación Langui.

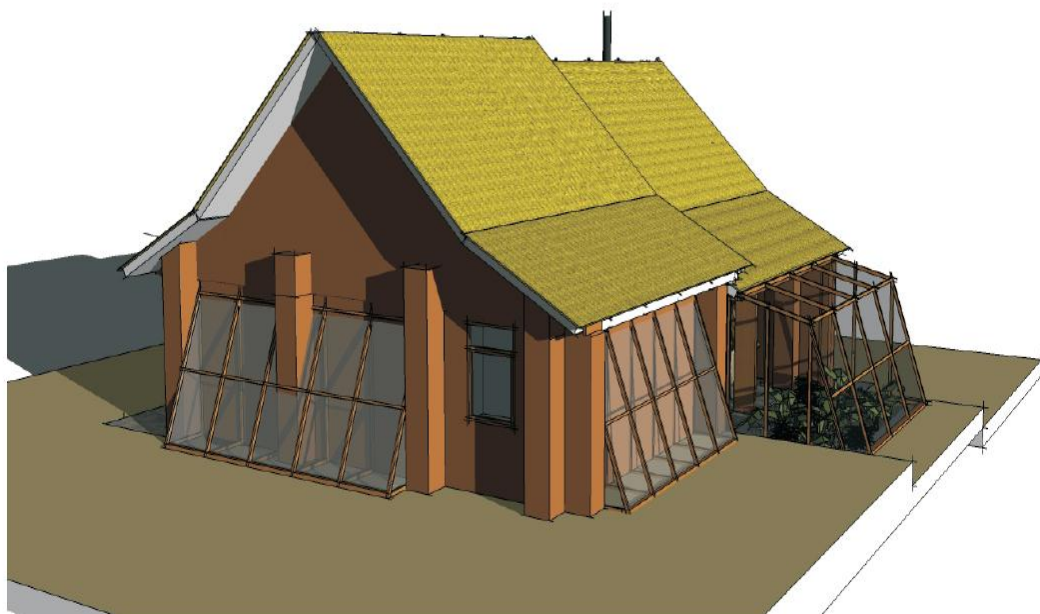


Figura 4. Casa Ecológica Andina PUCP. [2]

Objetivo general:

Diseñar la cama calefactora, mediante el uso de la energía solar, para proporcionar un confort térmico al campesino de la sierra.

Objetivos específicos:

- Buscar información existente del estado de la tecnología.
- Determinar el proyecto definitivo.
- Analizar el balance energético del hombre durante las noches.
- Cuantificar la carga térmica durante las noches.
- Calcular el calor que debe proporcionar el colector solar.

CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE

1.1 Colección de energía solar

En general, existen dos tipos de captadores de energía solar; ellos son el colector solar y los paneles fotovoltaicos. Los colectores solares son un tipo especial de intercambiadores de calor que convierten energía solar en energía térmica de una determinada sustancia, la cual puede ser agua, aire e incluso aceite. En cambio, el panel fotovoltaico convierte la energía solar en energía eléctrica.

De manera general se clasifica a los colectores como colectores sin concentración y colectores con concentración. Para el presente trabajo se considera solo los colectores sin concentración porque éstos son utilizados principalmente para aplicaciones de baja temperatura, como la calefacción de hogares o el calentamiento de agua. Se tiene de esta manera los siguientes tipos de colectores:

- Colector solar de placa plana con agua

La energía solar atraviesa la cubierta (o cubiertas) y calienta una placa negra absorbente. Esta convierte la energía solar en térmica y la entrega al agua que circula por unos tubos. La cubierta reduce las pérdidas por convección y radiación hacia el ambiente, y el aislamiento posterior reduce las pérdidas por conducción. La figura 5 ilustra las partes principales de un colector de placa plana con agua.

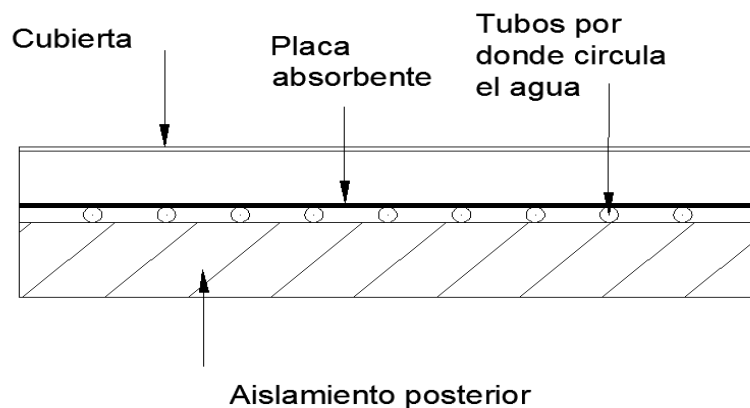


Figura 5. Vista de sección de un colector de placa plana con agua

- Colector solar de placa plana con aire

La descripción es básicamente la misma que el colector de agua sólo que en este caso circula aire por un ducto o ductos. La figura 6 representa este tipo de colector.

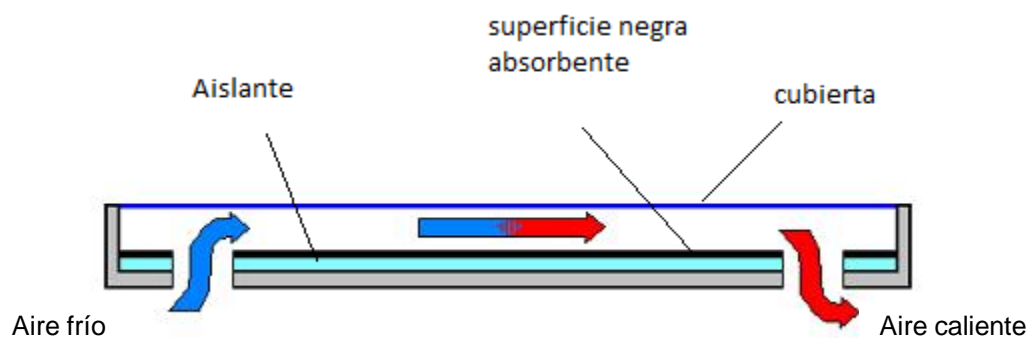


Figura 6. Esquema de un colector solar plano para calefacción de aire. También se indica como circula el aire.

- Muro Trombe

Esta tecnología es un tipo especial de colector muy parecido al colector de placa plana de aire. La diferencia radica en que se utiliza la propia pared de la habitación como placa absorbente. En la siguiente figura se muestra el esquema del Muro Trombe.

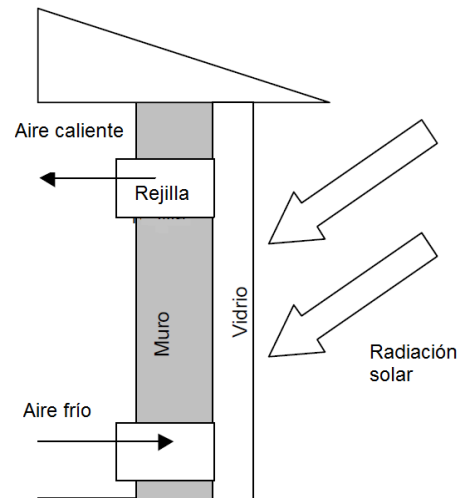


Figura 7. Aspecto de funcionamiento del Muro Trombe.[4]

- Colector solar de caucho

Consta de una serie de tubos de caucho, por cuyo interior circula el fluido a calentar (agua o aire). Se aplica mayormente en la climatización de piscinas porque cuenta con un bajo rendimiento fuera de la época veraniega.



Figura 8 . colector solar de caucho

- Colector con tubo de vacío

Consta de una alineación de pares de tubos de vidrio concéntricos en los cuales se ha hecho el vacío. Se coloca una capa de color oscuro de material absorbente en la pared interior del tubo interior. Aunque este tipo de colector cuenta con una mejor eficiencia, es muy sensible a la presión y no ofrece ninguna protección contra las bajas temperaturas. En la figura 9 se muestra el esquema de este tipo de colector [5].

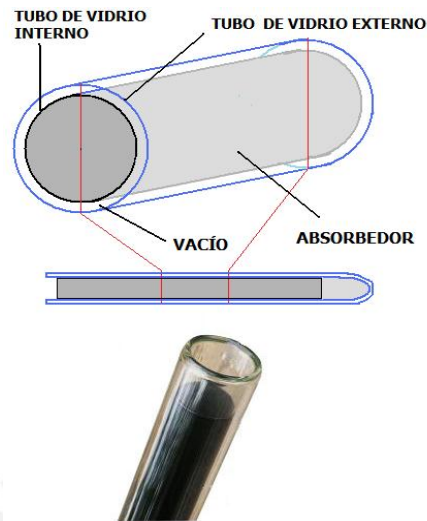


Figura 9. Colector con tubo de vacío [5].

El segundo de tipo de captación de energía solar es el panel fotovoltaico. Los paneles solares (también llamados módulos fotovoltaicos) están compuestos por celdas solares, las cuales son láminas de silicio cristalino que transforman la luz del sol en electricidad mediante el efecto fotovoltaico (Foto = luz; voltaico = voltaje, electricidad). La figura 10 muestra un panel fotovoltaico instalado en el GRUPO-PUCP.



Figura 10. Panel fotovoltaico.

1.2. Almacenamiento de energía solar

Debido a que la energía térmica se requiere por las noches y la energía solar está disponible sólo en durante el día, se requiere un sistema de almacenamiento de la energía.

La energía térmica puede ser almacenada por cualquiera de los cuatro métodos siguientes:

- **Almacenamiento con agua**

Para muchos sistemas solares, agua es la perfecta sustancia que se usa para almacenar la energía térmica. Se puede hacer uso de un intercambiador de calor pero generalmente para aplicaciones simples se utiliza un colector solar de agua acoplado y se utiliza el mismo fluido como almacenaje. La siguiente figura muestra el sistema acoplado que generalmente se conoce como una terma solar.



Figura 11. Terma solar instalada en el GRUPO PUCP: colector solar de agua y el tanque de agua.

- **Pila de piedras**

Es la tecnología más usada para la acumulación de calor para colectores solares con aire. Este sistema utiliza la capacidad calorífica de las piedras apiladas para almacenar calor mediante la circulación de aire durante el día. Las principales características son los ductos para la entrada y salida del aire, una malla para soportar las piedras y bloques de unión de viga. En la figura 12 se presenta esta tecnología.

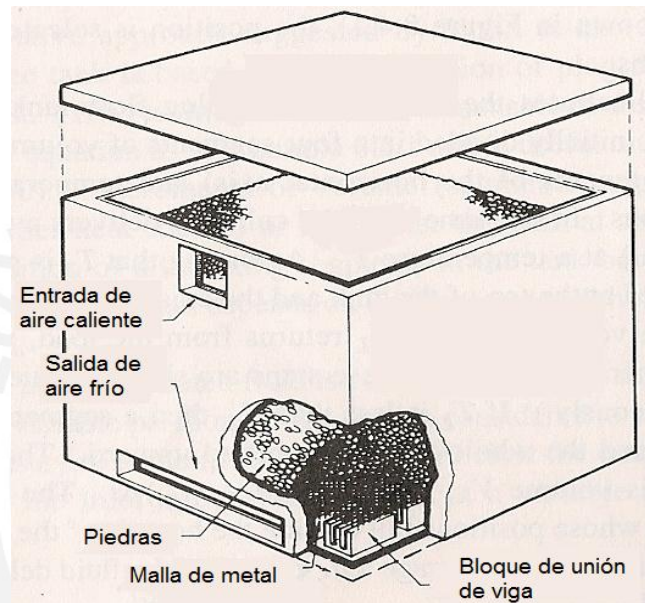


Figura 12. Sistema de almacenamiento de calor con pila de piedras [3].

Aunque este sistema requiere un volumen 4,5 veces [6] mayor que el sistema de almacenamiento con agua para un mismo incremento de temperatura, las principales ventajas de esta unidad de almacenamiento de calor son las siguientes:

- Los costos del material de almacenamiento y del contenedor son bien bajos.
- La conductividad de la cama es baja cuando no hay circulación de aire.
- La caída de presión es baja.
- Alto grado de estratificación (se explicará este punto detalladamente en la sección 3.5).

- **Paredes y techos**

Es un sistema en el que se utiliza las paredes y los techos como acumulador de energía. En este caso el colector y el acumulador son uno sólo y a esta unión se le conoce como termo-almacenamiento [6]. La energía es entregada por radiación y convección al espacio interior. En el caso del techo, la transferencia de energía es casi totalmente por radiación, lo cual reduce el rendimiento del sistema. Se debe prever el uso de aislantes con el propósito de disminuir pérdidas y mantener las temperaturas superficiales en niveles convenientes. La siguiente figura muestra el esquema de este sistema; es muy parecido al Muro Trombe. Sin embargo, no cuenta con agujeros para la circulación de aire.

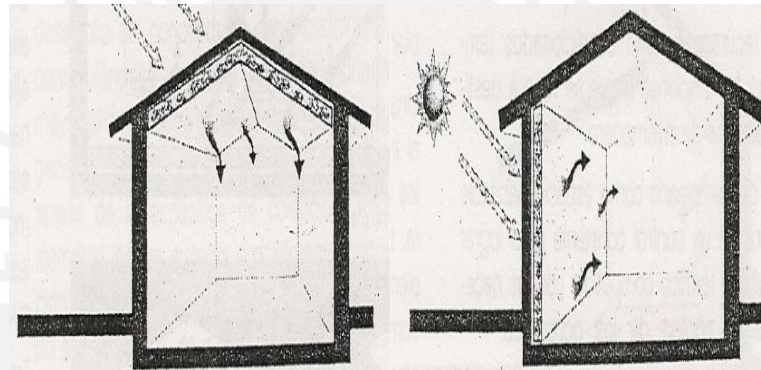


Figura 13. Termo-almacenaje en el techo y la pared.

- **Batería**

En caso se use un panel fotovoltaico, se deberá utilizar una batería para almacenar la energía eléctrica.



Figura 14. Bateria

CAPÍTULO 2

SELECCIÓN DEL PROYECTO DEFINITIVO

2.1. Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		Pág. 1
		Edición: Rev. 5
PROYECTO:	DISEÑO DE UNA CAMA CALEFACTORA PARA REGIONES FRÍAS	Fecha: 11/11/11
		Revisado: M.H.M.
CLIENTE:	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Responsable: R.I.N.H.P.
Fecha	Exigencias o Deseos	Descripción
05/06/10	E	FUNCION PRINCIPAL: La temperatura mínima de la cama deberá ser 15°C y entre las 7:00pm y las 5:00am debido a que es la hora en que el campesino duerme y 15°C es la temperatura durante el día.
05/06/10	E	GEOMETRÍA: El área de la cama debe ser 1.9mx1.0m ya que es una cama de una plaza y la altura 0.5 como máximo para que el campesino pueda subir a ella sin problemas.
05/06/10	E	FUERZAS: La cama debe soportar el peso de 2 personas como medida de seguridad.
05/06/10	E	ENERGÍA: El sistema debe usar energía solar y la capacidad de la cama será para una persona.
05/06/10	E	SEGURIDAD: El sistema debe operar de forma tal que no represente peligro al usuario ni al medio ambiente.
05/06/10	E	ERGONOMÍA: La instalación no debe afectar la labor cotidiana del usuario. El usuario debe sentirse cómodo al dormir en la cama.
05/06/10	E	FABRICACIÓN: Los elementos del sistema deben poder fabricarse o adquirirse en talleres o tiendas locales para que la construcción sea factible.
05/06/10	D	CONTROL DE CALIDAD La cama debe contar con un instrumento de medición de temperatura y de caudal.

LISTA DE EXIGENCIAS		Pág. 2
		Edición: Rev. 5
PROYECTO:	DISEÑO DE UNA CAMA CALEFACTORA PARA REGIONES FRÍAS	Fecha: 11/11/11
		Revisado: M.H.M.
CLIENTE:	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ	Responsable: R.I.N.H.P.
Fecha	Exigencias o Deseos	Descripción
05/06/10	D	MONTAJE: El sistema debe tener componentes que sean de fácil instalación para que el campesino pueda reemplazarlos.
05/06/10	E	TRANSPORTE: Los componentes del sistema deben ser de fácil transporte
05/06/10	E	USO: El sistema debe soportar las condiciones ambientales para que no sea estable.
05/06/10	E	MANTENIMIENTO: Las piezas que sufran mayor desgaste deben ser fácilmente reemplazables. De esta manera se asegura el funcionamiento continuo
05/06/10	E	COSTOS: Los costos de los componentes y del sistema total deben ser los menores posibles para que el campesino pueda pagarlos.
11/11/11	D	PLAZOS: Se entregarán los planos definitivos de la cama el día 20/11/11.

2.2. Caja negra y estructura de funciones

En la figura 15 se muestra la caja negra que representa la propuesta de solución y en la figura 16 se puede observar la estructura de funciones óptima.



Figura 15. Caja negra

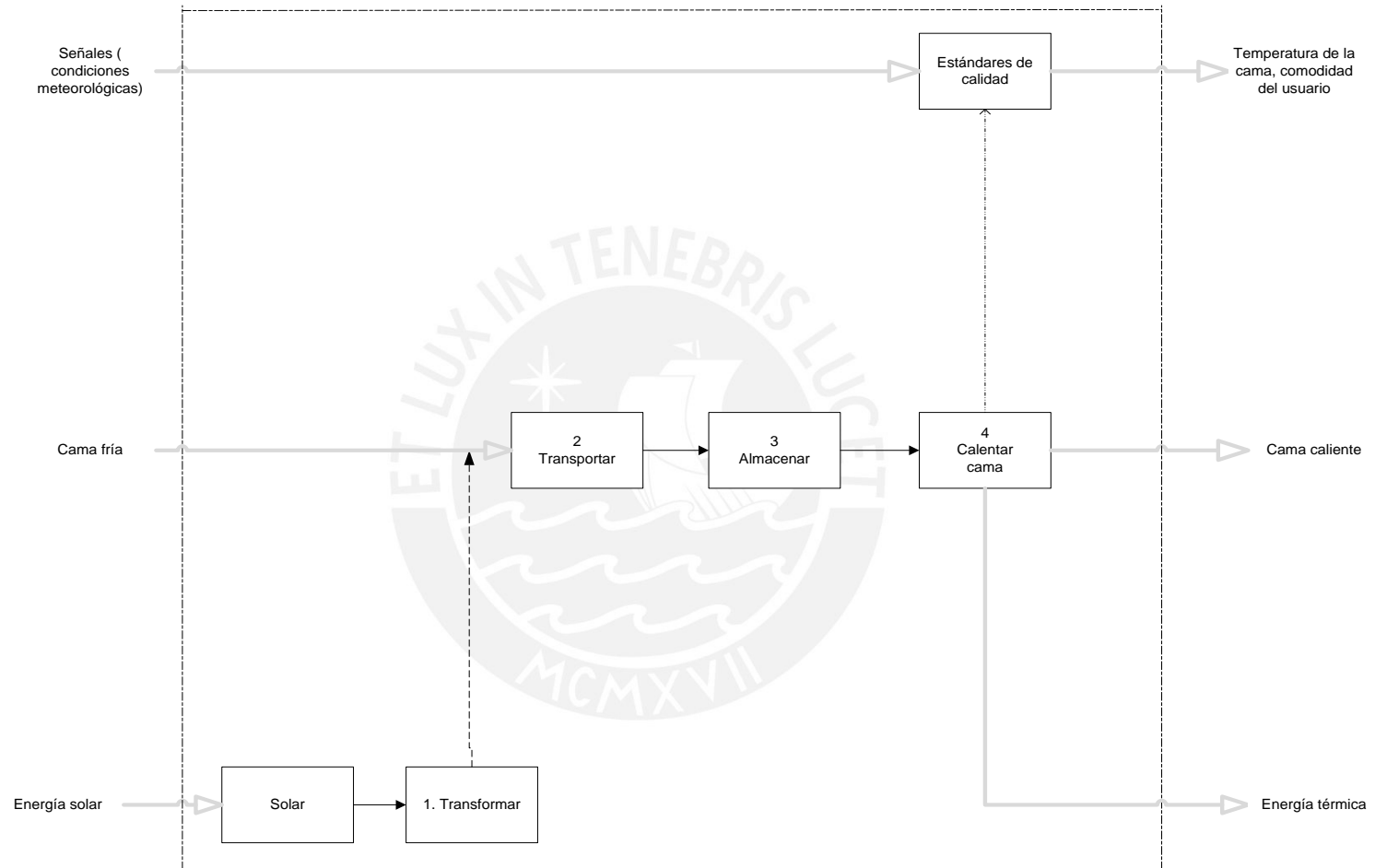


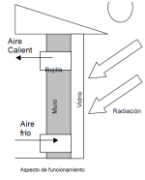

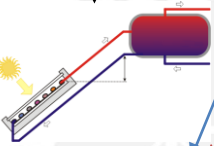


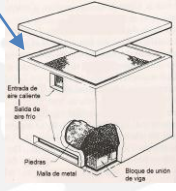



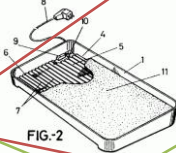


Figura 16. Estructura de funciones óptima para la propuesta de solución

2.3. Matriz Morfológica

Tabla 2. Matriz morfológica

FUNCIONES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
Convertir Energía	 Colector plano- agua	 Colector plano- aire	 Muro Trombe- aire	 Panel solar - electricidad
Transportar	 Termosifón	 Bomba		
Almacenar	 Tanque rectangular de concreto	 Pila de piedras	 Aire de la habitación	 Batería
Calentar cama	 Colchón	 Resistencia		
# Concepto de solución	Concepto de solución 1	Concepto de solución 2	Concepto de solución 3	Concepto de solución 4

2.4. Conceptos de solución y Proyecto Óptimo

2.4.1. Conceptos de solución

A continuación se muestran los conceptos de solución y sus respectivas descripciones.

Concepto de solución 1

Se conecta un colector solar de agua a un tanque. El tanque sirve como sistema de almacenamiento y a la vez como elemento calefactor del colchón (que va arriba del tanque). La figura siguiente muestra el esquema.



Figura 17. Concepto de solución 1

Concepto de solución 2

Se conecta un colector solar de placa plana con aire a una pila de piedras. La pila de piedras se sitúa abajo del colchón. La pila de piedras calienta durante las noches al colchón y al aire del dormitorio. La figura siguiente muestra el esquema.

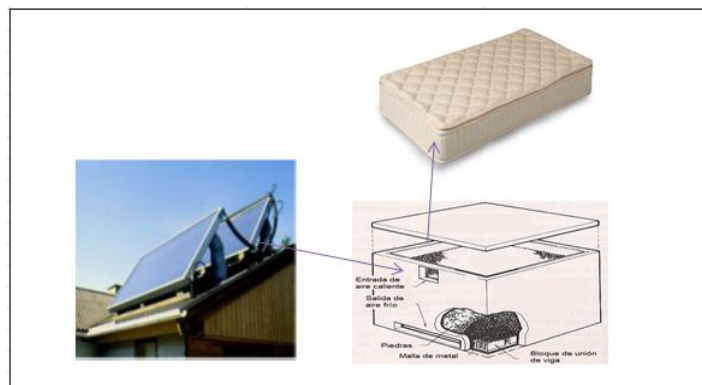


Figura 18. Concepto de solución 2.

Concepto de solución 3

Los paneles fotovoltaicos almacena la energía en las baterías. Se coloca una resistencia eléctrica debajo del colchón para calentarlo durante las noches. La figura siguiente muestra el esquema.

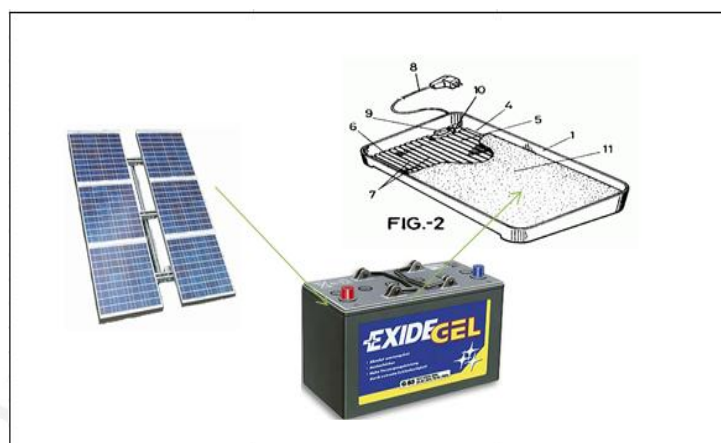


Figura 19. Concepto de solución 3.

Concepto de solución 4

Es básicamente la instalación del Muro Trombe para calentar la habitación. El muro Trombe calienta durante el día la habitación y los agujeros se tapan durante las noches para que el calor no se pierda. La figura siguiente muestra el esquema.

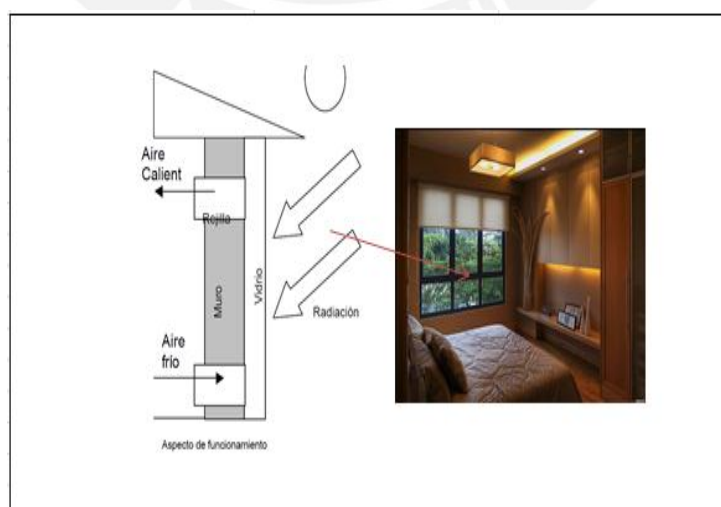


Figura 20. Concepto de solución 4.

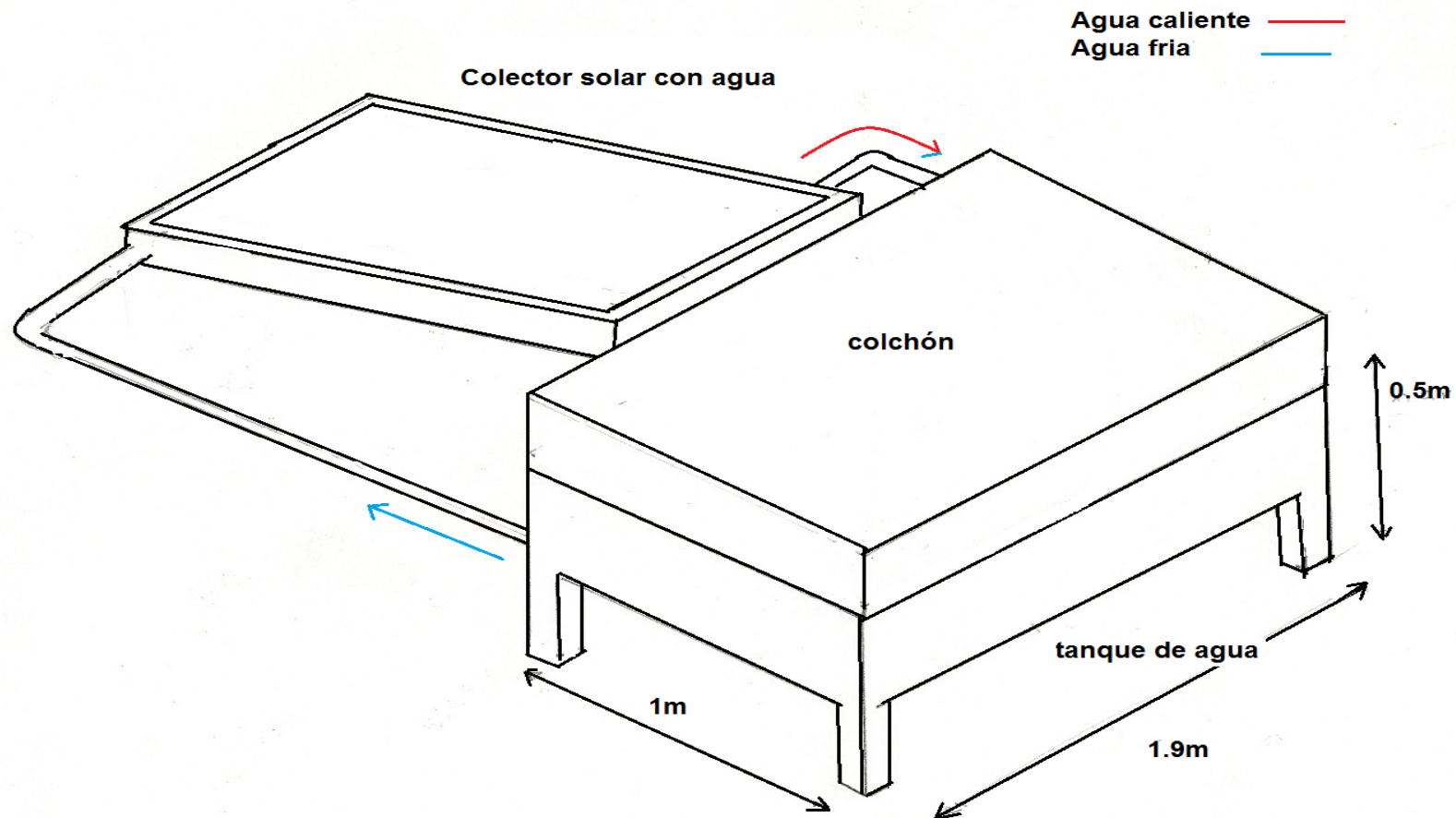


Figura 21. PROYECTO PRELIMINAR 1

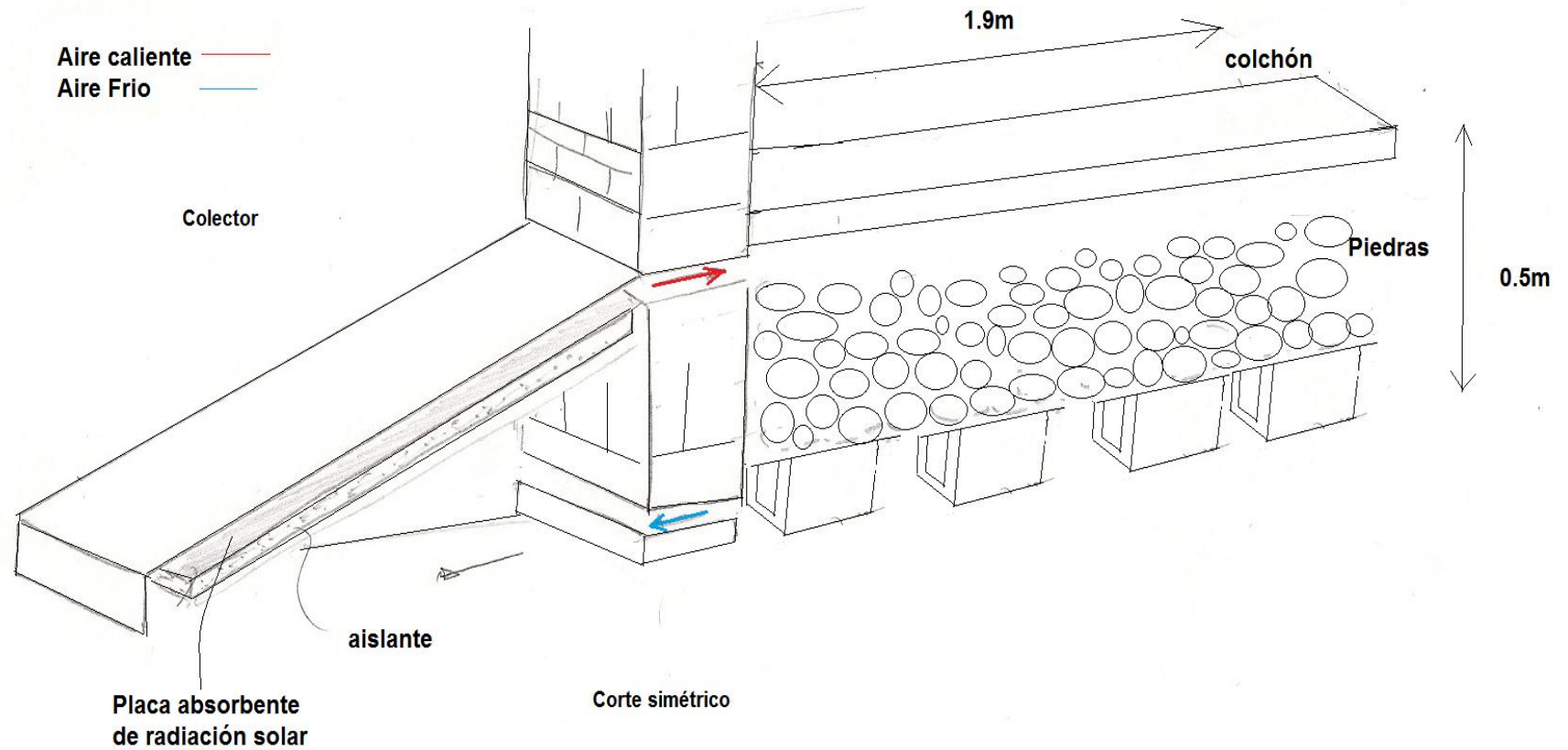


Figura 22. PROYECTO PRELIMINAR 2

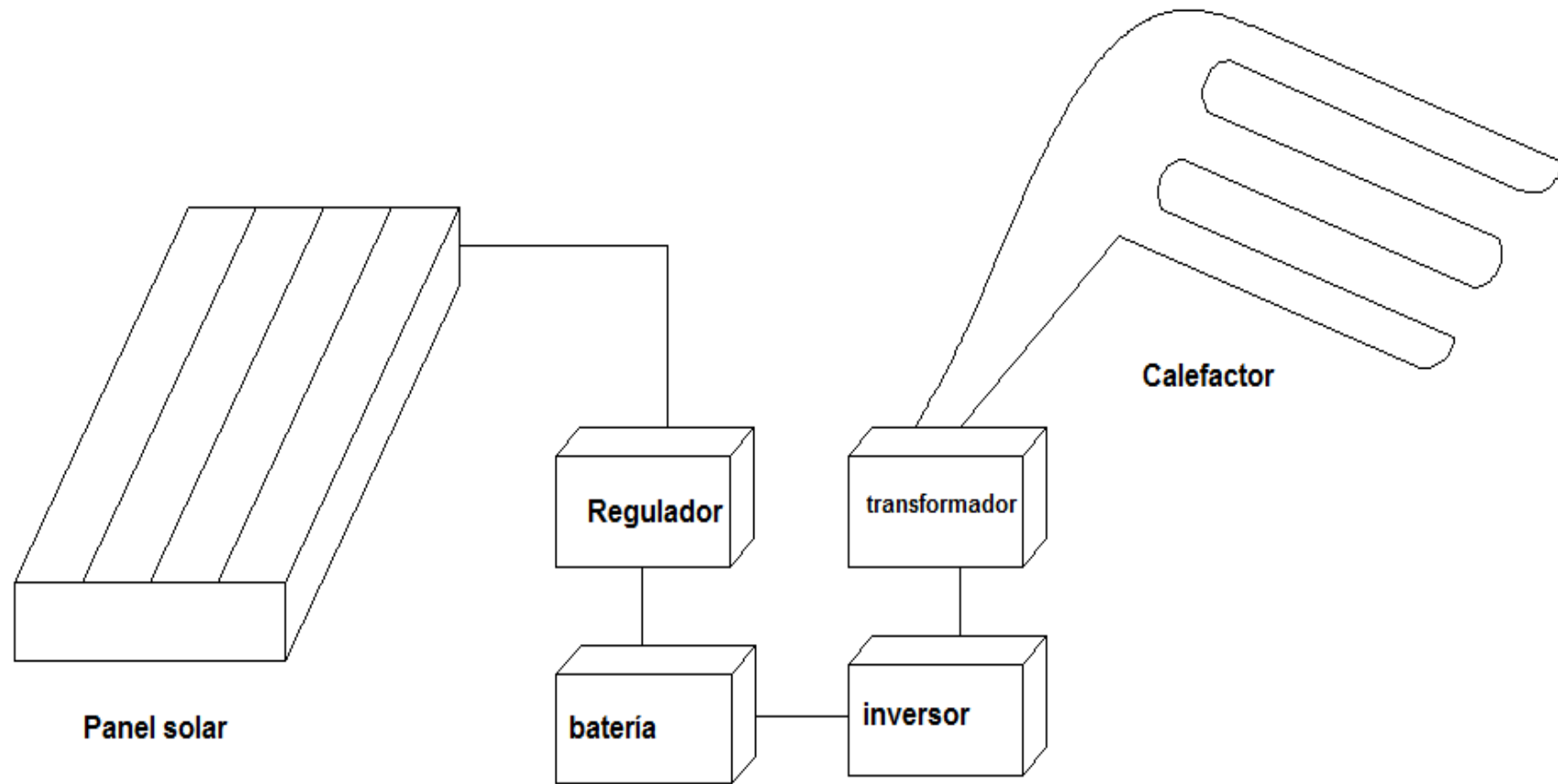


Figura 23.PROYECTO PRELIMINAR 3

Aire caliente —
Aire frío —

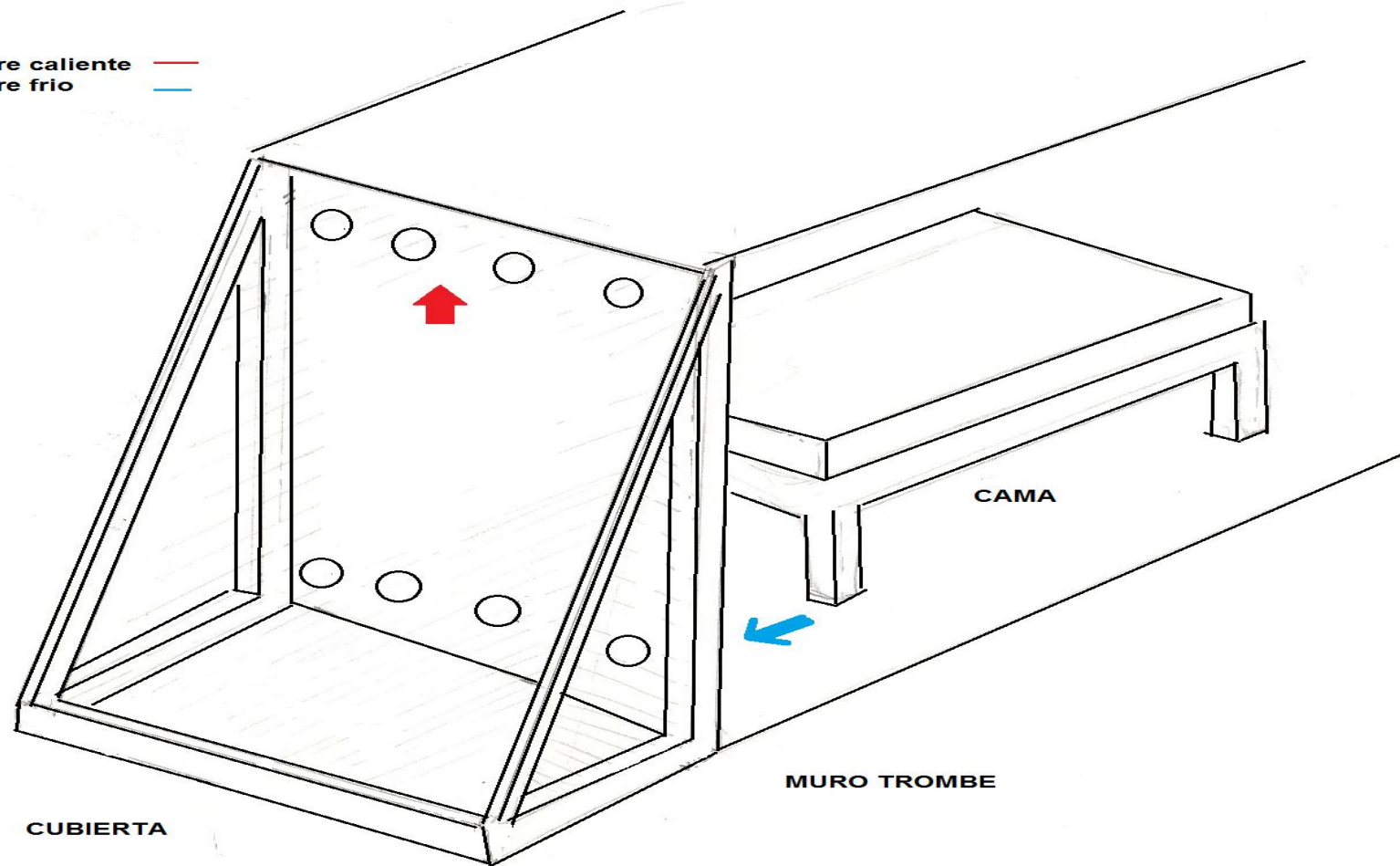


Figura 24.PROYECTO PRELIMINAR 4

2.4.2. Evaluación de diseños preliminares

Tabla 3. Evaluación técnica de los conceptos de solución

N°	Criterios	PP 1			PP 2		PP 3		PP 4		Solución ideal	
		g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Funcionalidad	4	2	8	3	12	4	16	2	8	4	16
2	Confiabilidad	4	1	4	4	16	4	16	4	16	4	16
3	Espacio	2	3	6	2	4	4	8	2	4	4	8
4	Seguridad	3	2	6	4	12	3	9	4	12	4	12
5	Ergonomía	2	1	2	3	6	4	8	3	6	4	8
6	Fabricación	3	1	3	2	6	4	12	2	6	4	12
7	Montaje	2	1	2	2	4	4	8	3	6	4	8
8	Transporte	3	3	9	4	12	1	3	4	12	4	12
9	Mantenimiento	1	1	1	2	2	2	2	3	3	4	4
10	Diseño	4	2	8	3	12	2	8	3	12	4	16
Suma de puntaje			17	49	29	86	32	90	30	85	40	112
Valor técnico			0.43	0.44	0.73	0.77	0.80	0.80	0.75	0.76	1	1.00

Tabla 4. Evaluación económica de los conceptos de solución

N°	Criterios	PP 1			PP 2		PP 3		PP 4		Solución ideal	
		g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de mantenimiento	1	2		3		2		3		4	
2	Costo de fabricación	1	1		3		0		3		4	
Suma de puntaje			3		6		2		6		8	
Valor económico			0.38		0.75		0.25		0.75		1.00	

A continuación, en la figura 24 se muestra los resultados de la evaluación técnica y económica de los conceptos de solución. Se observa que el uso de un sistema eléctrico es técnicamente la mejor alternativa pero es muy pobre en el valor económico debido a que los precios de los paneles fotovoltaicos y el calefactor eléctrico son muy elevados.

Por otro lado, al comparar los sistemas de calefacción con aire con los que funcionan con agua, se tiene las siguientes apreciaciones. Desde un punto de vista práctico los sistemas de aire presentan menos problemas técnicos debido a que ellos no se congelan o no presentan tuberías con fuga. Además, las habilidades necesarias para construir y mantener un sistema de calefacción con aire están más acorde con la capacidad del campesino. No obstante, la principal desventaja del sistema con aire es el volumen que ocupa. Esto ocurre debido a que el agua presenta una mayor capacidad térmica volumétrica (ρC_p). La siguiente tabla presenta una lista de ventajas y desventajas entre los dos sistemas [14].

Tabla 5. Comparación de criterios de diseño

Sistema de calefacción con aire	Sistema de calefacción con agua
Requiere mayor espacio	Requiere menor espacio
Menos complejo y más barato de diseñar y fabricar	Puede ser más complejo y más caro
Poco mantenimiento	Mucho mantenimiento
Mayor pérdida de calor	Menor pérdida de calor
Las fugas degradan el rendimiento	Las fugas paran el funcionamiento del sistema
No aplica	Necesita protección contra el congelamiento, vaporización y un liberador de presión.

Por último, se puede apreciar una gran paridad entre la solución 2 y la solución 4. Sin embargo el desarrollo del muro trombe ya se llevo a cabo en otra tesis y se esta buscando otras alternativas.

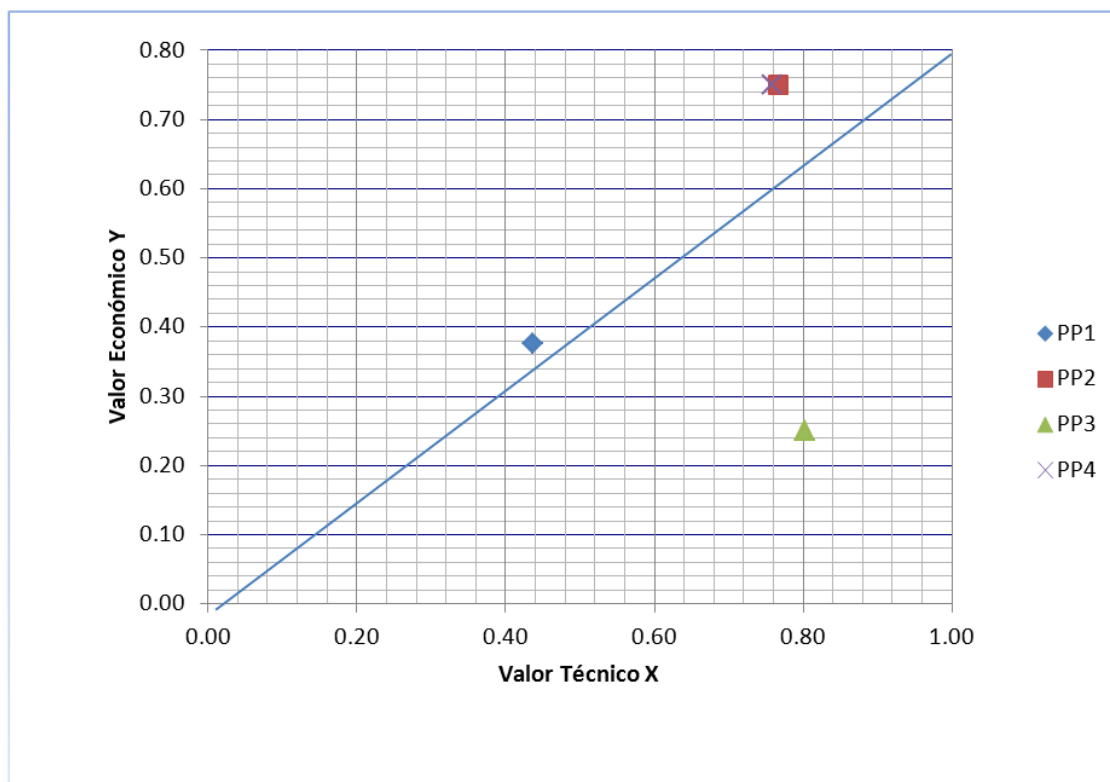


Figura 25. Gráfico de evaluación.

Por lo tanto de acuerdo al análisis hecho anteriormente se concluye que el concepto de solución 2 es la más adecuada para cumplir con los objetivos y exigencias planteados para la cama calefactora.

2.5. Selección de Materiales

Colector solar con aire

Cubierta

En la tabla 6 se presentan las propiedades de las cubiertas transparentes. Debido a que en el colector solar existen puntos donde la temperatura llega hasta las 100°C [14], utilizar polipropileno o polimetacrilato o polietileno como material para la cubierta no es una opción viable. Dentro de los 3 materiales restantes, el material que presenta mejor resistencia a los cambios de temperatura y no tiene un costo económico elevado es el policarbonato. No obstante, se elige el **vidrio ordinario** de 5mm de espesor debido a que es el único disponible en Langui, Cusco.

Placa absorbente

Se elige una **placa de aluminio (1,6 mm espesor)** con una conductividad térmica de 231 W/m/K recubierto con una pintura de color negro mate que proporciona un coeficiente de absorción aproximadamente de 0.96. El aluminio presenta un bajo precio, buena disponibilidad en el mercado y una vida útil de más de 5 años. Además, el aluminio presenta buenas propiedades técnicas como una baja densidad, una buena rigidez, una excelente resistencia a la corrosión, una buena conductividad térmica y una gran estabilidad térmica hasta los 100°C [8].

Aislante

Se usará poliesterino expandido debido a su bajo costo y buena disponibilidad en el mercado. Se lo conoce comúnmente con el nombre de *Teknopor* y posee una conductividad térmica de 0.037 W/m/°C [8].

Soporte

Será de madera tornillo debido a su facilidad de adquisición en la zona y su buen rol de aislamiento térmico. Se pintará la madera de color negro para aumentar su longevidad contra el ataque de insectos y la humedad.

Tabla 6 Propiedades de las diferentes coberturas transparentes [11]

Materiales	Vidrio ordinario	Vidrio templado	Polycarbonato	Polipropileno doble pared	Polimetacrilato doble pared (acrílico)	Polietileno
Transmisión de radiación solar	0.86 (4mm)	0.86 (4mm)	0.87 (3mm)	0.65	0.9	0.85
Transmisión de radiación térmica	0.03	0.03	0.06	0.10	0.06	0.7
Temperatura máxima de uso	200°C	200°C	140°C	60°C	100°C	90°C
Resistencia al fuego	Buena	Buena	Mediana	Muy mala	Mala	mala
Dilatación	Baja	Baja	Elevada	Elevada	Elevada	Muy Elevada
Grosos estándar disponibles	3 a 6mm	4 a 8 mm	0.75 a 15 mm	4 mm	2 a 25 mm	0.1 a 0.3mm
Longevidad	100 años +	100 años +	6 años	2 años	1.5 años	1 a 3 años

Pila de piedras

El diámetro de piedra aconsejado es de 5cm más o menos; ya que si es menor dificulta de paso de aire y si es mayor se incrementa demasiado el volumen de almacenamiento [6]. Sin embargo, debido a las dificultades para encontrar piedras exactas de 5cm de diámetro, se establece un rango entre 4cm a 6cm.

Estructura de la cama

La estructura de la cama será de adobe debido a las grandes facilidades para su construcción y sus buenas propiedades aislantes.



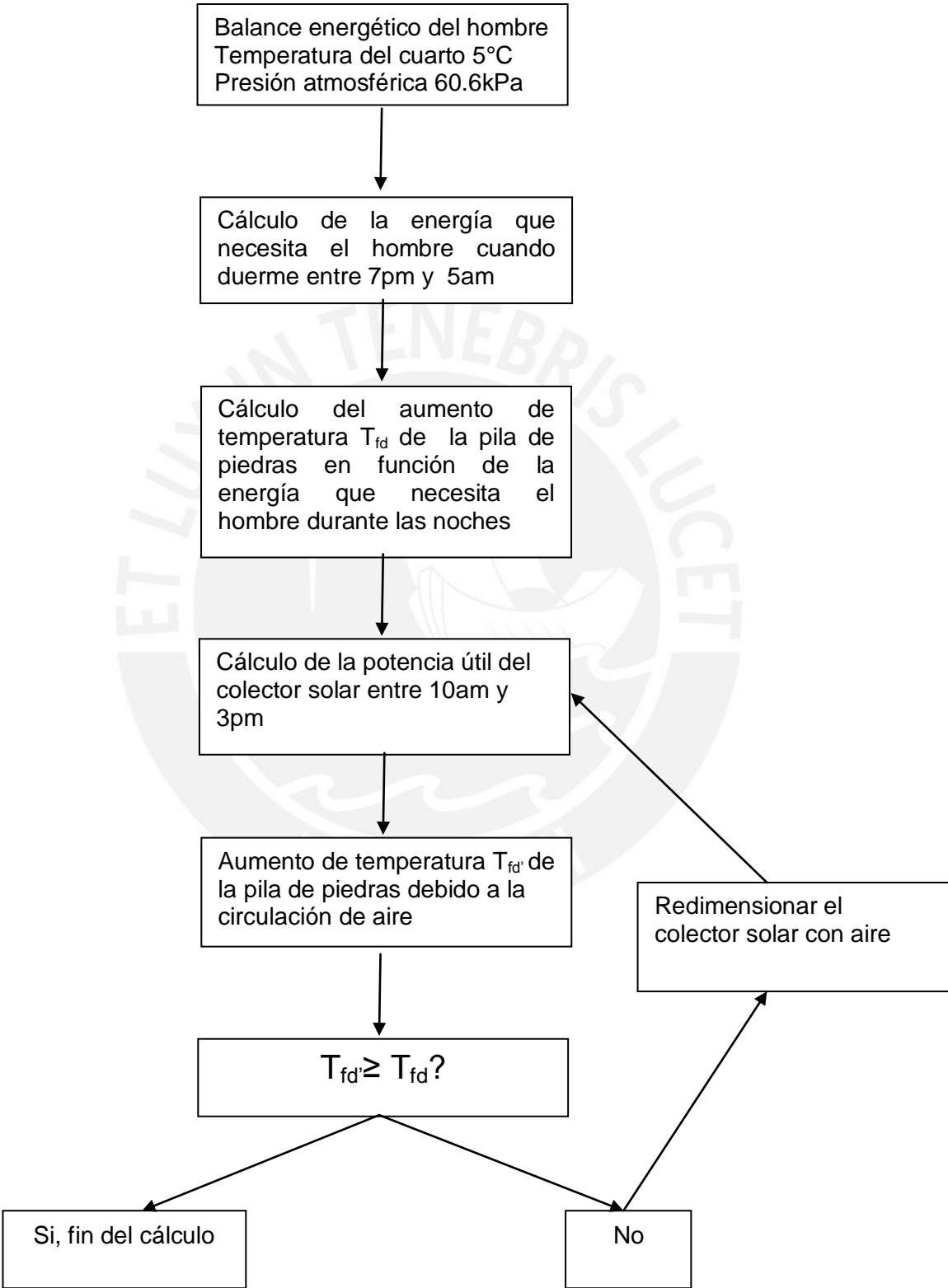
CAPÍTULO 3 DISEÑO Y CÁLCULOS

3.1. Metodología

El método de cálculo general es el siguiente:

1. Primero se realiza el balance energético del hombre durante las noches. Esto entrega el calor que necesita el hombre para alcanzar el confort térmico. Las condiciones asumidas son una temperatura de 5°C en el interior del cuarto y a una presión atmosférica de 60.6 kPa debido a que Langui se encuentra a 3,969 m.s.n.m.
2. Luego se halla la cantidad de energía calorífica que necesita el hombre durante el tiempo que duerme. El cual se asume que es desde las 7:00 p.m. hasta las 5:00 a.m.; es decir, unas 10 horas.
3. La cantidad de energía que la pila de piedras debe almacenar durante el día es la cantidad de energía que necesita el hombre durante las noches. Debido a que se cuenta con la energía que debe almacenar la cama, se calcula el aumento de temperatura de la pila de piedras durante el día gracias al colector.
4. A continuación, se toman la altura y ancho del colector iguales a los de la cama. Luego se calcula la potencia útil del colector asumiendo una radiación solar de 700 W/m² de la zona en invierno [7] entre las 10:00 a.m. y 3:00 p.m.
5. Se calcula el calor que se transfiere a la cama durante el día. De esta forma, se verifica que la temperatura de la cama sobrepase o iguale la temperatura hallada en el paso 3.

Diagrama de flujo de la metodología general



3.2. Confort Térmico

“That condition of mind that expresses satisfaction with thermal environment” (ASHRAE Standard 55).

La determinación del confort térmico es un proceso mental influenciado principalmente por procesos físicos, fisiológicos y psicológicos. El confort depende de la sensación de temperatura y humedad en la piel, la temperatura del interior del cuerpo, y los esfuerzos necesarios para regular estas temperaturas. En general, el confort térmico ocurre cuando la temperatura del cuerpo varía en un intervalo angosto, la humedad de la piel es baja y el esfuerzo fisiológico para la regulación de la temperatura es minimizado.

Sorprendentemente, a pesar de que el clima y las condiciones de vida varían alrededor del mundo, la temperatura que las personas eligen como confortante ha sido casi la misma bajo similares condiciones de actividad, indumentaria, humedad y movimiento de aire.

3.2.1. Termorregulación humana

Las actividades metabólicas del cuerpo resultan casi completamente en la generación de calor que debe ser disipado para mantener estables las temperaturas corporales. Una pérdida insuficiente de calor puede causar hipertermia, y una excesiva pérdida de calor puede llevar a la hipotermia.

Una adecuada temperatura de la piel en actividades sedentarias es 34°C; esta temperatura de confort disminuye a mayor actividad. Una temperatura de la piel mayor a 45°C o menor que 18°C causa dolor.

Por otro lado, la temperatura interna del cuerpo aumenta a mayor actividad. El centro regulador de temperatura del cerebro está a 36.8°C en descanso y se incrementa a 37.4°C al caminar y a 37.9°C al correr. Una temperatura corporal interna menor de 28°C puede causar una severa arritmia cardíaca o la muerte; y una temperatura mayor a 48°C puede originar un irreversible daño cerebral.

El hipotálamo, localizado en el cerebro, es el órgano regulador de temperatura. Tiene sensores de temperatura que son bañados por la sangre arterial, la cual es el mejor indicativo para la media la temperatura interna del cuerpo.

El hipotálamo administra varios procesos para regular la temperatura. El más conocido y usado es el flujo sanguíneo hacia la piel. Si la temperatura interna del cuerpo sobrepasa un valor límite el flujo sanguíneo aumenta y si la temperatura disminuye otro valor límite el flujo sanguíneo disminuye. La vasodilatación y vasoconstricción hacen variar el flujo sanguíneo en la piel desde 1.7 mL/s/m^2 a 25 mL/s/m^2 . Otros mecanismos de control de temperatura son la sudoración (para contrarrestar el calor) y los escalofríos (contra el frío) [9].

3.2.2. Balance Energético

“Human performance in extreme cold ultimately depends on maintaining thermal balance” (ASHRAE, 2009).

Debido a que la mayor parte del calor es transferido al ambiente a través de la piel, es muy común y conveniente definir la actividad metabólica como calor producido por unidad de área superficial de piel. Diversos estudios han demostrado que una persona en descanso genera 40.6 W/m^2 . Para el siguiente trabajo se va asumir que este valor corresponde al de una persona andina. En la tabla 7 se muestran valores típicos de generación de calor metabólico para diferentes actividades.

Tabla 7. Valores típicos de generación de calor metabólico para diferentes actividades.

Extracción de [9].

	W/m^2
Descansando	
Durmiendo	40.6
Reclinado	45
Sentado, inmóvil	60
Parado, relajado	70
Caminando	
3.2 Km./h (0.9 m/s)	115
4.3 Km./h (1.2 m/s)	150
6.4 Km./h (1.8 m/s)	220

El principal objetivo para lograr el confort térmico en climas fríos es mantener el balance térmico del hombre. La energía en forma de calor M generada por el cuerpo menos la energía de disipada por el trabajo W que realiza el cuerpo es la energía que debe ser transferida hacia el ambiente mediante la piel q_{sk} y las vías respiratorias q_{res} , con un sobrante S (o déficit) almacenado, que causa el incremento o la disminución de

la temperatura del cuerpo. La figura 26 muestra la interacción térmica del cuerpo humano con el ambiente.

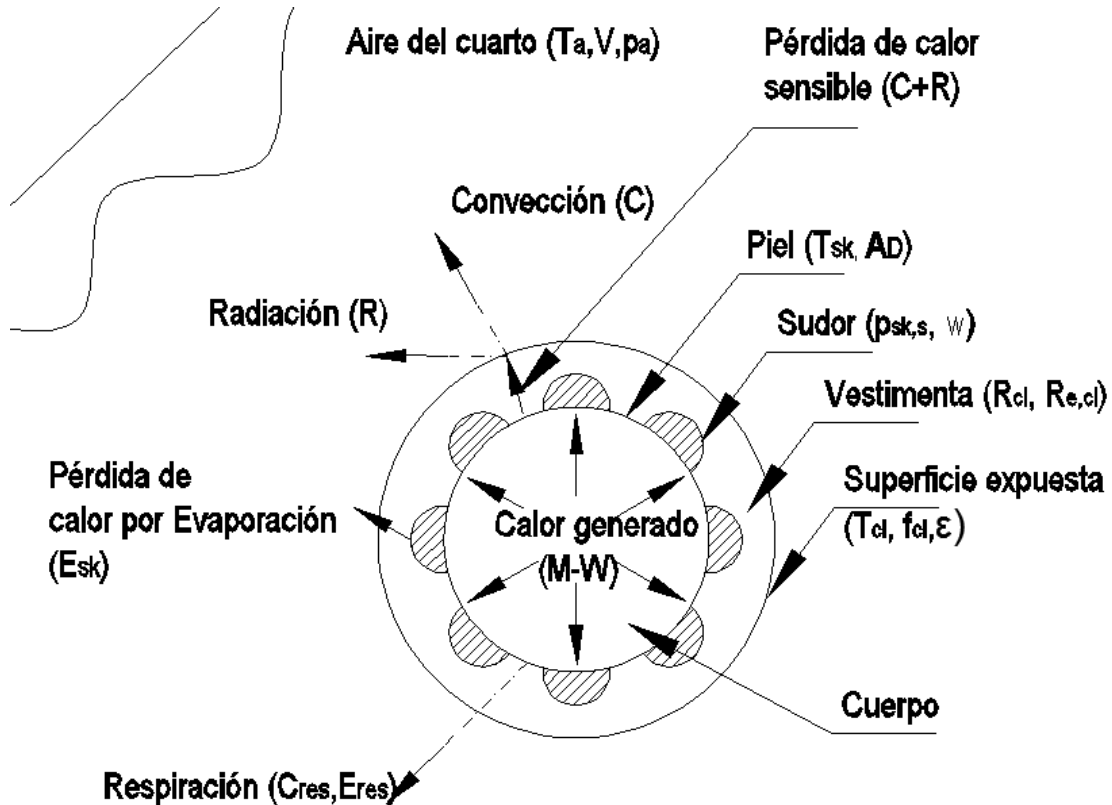


Figura 26. Interacción térmica del cuerpo humano con el ambiente [9].

A continuación se escribe la ecuación del balance energético del hombre.

$$(M - W) + Q_{hb} = q_{sk} + q_{res} + S$$

$$= (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + (S_{sk} + S_{cr})$$

Donde,

M : Tasa de producción de calor metabólico, W

W : Tasa de trabajo mecánico, W

q_{sk} : Calor transferido al ambiente a través de la piel, W

q_{res} : Calor transferido al ambiente a través de las vías respiratorias, W

S : Calor almacenado en el cuerpo, W

$C + R$: Pérdida de calor sensible de la piel por convección y radiación, W

E_{sk} : Pérdida de calor por evaporación de la piel, W

C_{res} : Tasa de pérdida de calor por convección por respiración, W

E_{res} : Tasa de pérdida de calor por evaporación por respiración, W

S_{sk} : Tasa de almacenamiento de calor en la piel, W

S_{cr} : Tasa de almacenamiento de calor en el cuerpo, W

Q_{hb} : Calor necesario que debe ser entregado al hombre para mantener el balance energético, W

Se asume que S_{sk} y S_{cr} son iguales a cero debido a que no aumenta o disminuye la temperatura de la piel o del cuerpo. **Lo que se busca obtener con la ecuación del balance energético es el calor adicional, Q_{hb} , que necesita el hombre para estar en confort térmico.** Para el procedimiento de cálculo se utiliza el método propuesto por 2009 ASHRAE Handbook –Fundamentals, Thermal Comfort.

3.2.2.1. Área corporal del hombre

La ecuación más usada para el cálculo del área corporal de un hombre desnudo es presentada en [9].

$$A_D = 0.202m_h^{0.425}l^{0.725} = 1.77m^2$$

En la ecuación anterior se ha asumido una masa m_h de 70 kg y una altura l de 1.65m para el hombre andino.

3.2.2.2. Generación de calor metabólico, M

Se toma el valor correspondiente, hombre durmiendo, en la tabla 7 y se multiplica por el área del hombre.

$$M = 40.6 \times A_D = 40.6 \times 1.77 = 72 \text{ W}$$

3.2.2.3. Pérdida de calor sensible de la piel por convección y radiación, C+R.

Se usa la siguiente fórmula [9]:

$$C + R = \frac{(T_{sk} - T_o) \times A_D}{R_{cl} + 1/(f_{cl} \times h)} = \frac{(34 - 5) \times 1.77}{0.465 + 1/(1.9 \times 6.2)} = 94 \text{ W}$$

Donde:

T_{sk} : Temperatura de la piel, se asume **34°C**.

T_o : Temperatura promedio ponderada de la temperatura radiante, T_r , y temperatura ambiente. Se asume $T_r = T_o = T_a = 5^\circ\text{C}$

R_{cl} : Resistencia térmica de indumentaria, $\text{m}^2\text{K/W}$.

f_{cl} : Factor de área de indumentaria A_{cl} / A_D , adimensional.

h : Coeficiente combinado (radiación y convección) de transferencia de calor, $\text{W/m}^2/\text{K}$

- Cálculo de la resistencia térmica de indumentaria, R_{cl} .

$$R_{cl} = 0.155I = 0.465 \frac{\text{m}^2 \times \text{K}}{\text{W}}, \text{ donde } I \text{ es una unidad de vestimenta y se extrae de la}$$

tabla 8. Se considera $I = 3$ debido a que se cuenta con dos frazadas y cubrecama.

Tabla 8 Equivalencia de unidades de vestimenta [6].

I	Equivalencia en tipo de vestimenta
0	Individuo vestido con un pantalón corto liviano.
0.5	Pantalones y camisa livianos (en el caso de una persona durmiendo con $I=0$ se considera el contacto con el colchón y se toma $I=0.5$).
1	Traje de calle normal o pantalón, camisa y suéter.
1.25	Pantalón, camiseta, camisa y suéter.
1.5	Traje de calle de invierno y sobretodo.
2	Vestimenta de características térmicas especiales (camperas para esquiar, etc.) o bien ropa de cama pijama de invierno, sábanas y dos frazadas.
3	Ropa de alta montaña o ropa de cama consistente en pijama de invierno, sábana y dos frazadas con cubrecama pesada.

- Cálculo del factor de área indumentaria, f_{cl} .

$$f_{cl} = 1 + 0.3I = 1.9,$$

- Cálculo de coeficiente convectivo combinado, h .

$$h = h_r + h_{cc} = 6.2 \frac{W}{m^2 K}$$

Dónde:

h_r , coeficiente radiante de transferencia de calor.

h_{cc} , coeficiente convectivo modificado.

Coeficiente radiante de transferencia de calor, h_r .

$$h_r = \frac{4\varepsilon\sigma A_r}{A_D} \left[273.2 + \frac{T_{cl} + T_r}{2} \right]^3 = 2.4 \times \frac{W}{m^2 K}$$

ε : Emisividad, $\varepsilon = 0.95$.

σ : Constante de Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} W/m^2/K^4$.

A_r : Área radiante, $A_r = 0.5A_D$. Siendo A_D el área corporal del hombre

T_{cl} Temperatura de la ropa, $10^\circ C$.

$T_r = 5^\circ C$

Coeficiente convectivo modificado, h_{cc} .

$$h_{cc} = h_c \times \left(\frac{P_{atm}}{101.33} \right)^{.55} = 3.9 \frac{W}{m^2 K}$$

$P_{atm} = 60.6 kPa$.

$h_c = 5.1 \frac{W}{m^2 K}$ Según tabla 9.

Tabla 9. Ecuaciones para el coeficiente convectivo. Extracción de [9]

Ecuación	Límites	Condición	Fuente
$h_c = 8.3V^{0.6}$ $h_c = 3.1$	$0.2 < V < 4.0$ $0 < V < 0.2$	Sentado con aire en movimiento	Mitchell (1974)
$h_c = 2.5 + 8.7V^{0.67}$ $h_c = 5.1$	$0.15 < V < 1.5$ $0 < V < 0.15$	Acostado con aire en movimiento	Colin y Houdas (1976)
$h_c = 8.6V^{0.53}$	$0.5 < V < 2.0$	Caminado en aire estancado	V es la velocidad de caminata (Nishi and Gagge 1970)

Nota: V velocidad relativa entre el aire y el hombre en m/s.

3.2.2.4. Pérdida de calor por evaporación de la piel [9], E_{sk} .

$$E_{sk} = \frac{w \times (p_{sk,s} - p_a) \times A_D}{R_{e,cl} + 1/(f_{cl} \times h_e)} = 2 \text{ W}$$

w : Humedad de la piel, adimensional. $w = 0.02$.

$p_{sk,s}$: Presión de vapor de agua en la piel, normalmente asumido ser igual a la presión

de agua saturada a T_{sk} , kPa. $p_{sk,s} = 5.628 \text{ kPa}$

p_a : Presión de vapor de agua en el ambiente, kPa.

$R_{e,cl}$: Resistencia de la indumentaria a transferencia de calor por evaporación, $\text{m}^2 \text{kPa/W}$.

h_e : Coeficiente de transferencia calor por evaporación, (análogo a h), $\text{W}/(\text{m}^2 \text{kPa})$.

- Cálculo de presión de vapor de agua en el ambiente, p_a .

$$p_a = \phi \times p_g = 0.52326 \text{ kPa}$$

ϕ : Humedad relativa, $\phi = 0.5$

p_g : Presión de saturación a temperatura ambiente, $p_g = 0.8721 \text{ kPa}$

- Cálculo del coeficiente de transferencia calor por evaporación, h_e .

$$h_e = LR \times h_{cc} = 66.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{kPa}}$$

LR : Proporción de Lewis. $LR = 16.5 \frac{\text{K}}{\text{kPa}}$.

- Cálculo de resistencia de la indumentaria a transferencia de calor por evaporación, $R_{e,cl}$.

$$R_{e,cl} = \frac{R_{cl}}{i_{cl} LR} = 0.08 \frac{\text{m}^2 \text{kPa}}{\text{W}}$$

$i_{cl} = 0.35$.

3.2.2.5. Tasa de pérdida de calor por convección por respiración

$$C_{res} = .0014M(34 - T_a) = .0014 \times 72 \times (34 - 5) = 2.9 \text{ W}$$

3.2.2.6. Tasa de pérdida de calor por evaporación por respiración

$$E_{res} = .0173M(5.87 - p_a) = .0173 \times 72 \times (5.87 - 0.52326) = 6.5 \text{ W}$$

3.2.2.7. Calor necesario que debe ser entregado al hombre para mantener el balance energético, Q_{hb}

Se usa la ecuación del balance energético

$$(M - W) + Q_{hb} = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + (S_{sk} + S_{cr})$$

Siendo $W=0$, entonces

$$Q_{hb} = (94 + 2) + (2.9 + 6.5) - 71.9 = \mathbf{35W}$$

3.3. Temperatura de la cama - cantidad de energía almacenada

La energía que almacena la cama durante el día debe ser la misma que libera durante la noche. Las cargas térmicas durante la noche son el calor que debe ser entregado al hombre y al aire que ocupa la habitación. Se utiliza esta carga térmica total para hallar la temperatura que debe alcanzar la cama durante el día.

Registros históricos proporcionados por SENAMHI muestran que la temperatura ambiental alcanzada durante el día es 15 °C. La función del colector solar es aumentar la temperatura de la cama durante el día de tal forma que durante la noche la cama baje su temperatura hasta un mínimo de 15°C.

3.3.1. Carga térmica

La carga térmica es la energía que se debe entregar al hombre durante las noches.

$$E_{hb} = Q_{hb} \times t = \mathbf{1300kJ}, \text{energía que se entrega al hombre}$$

t : 10 Horas, tiempo de reposo

3.3.2. Temperatura de la cama al final del día

Un paso previo para definir este valor es señalar las propiedades térmicas y geométricas de la pila de piedras. Estos valores se muestran en la tabla 10.

Tabla 10 propiedades térmicas y geométricas de la pila de piedra

Definición	Símbolo	Valor	unidades
Fracción de vacío*	ε	0.41	-
Masa de la piedra	m	0.05	kg
Factor de superficie**	α	1.5	-
Densidad de la piedra	ρ_r	1350	kg/m ³
Calor específico	C_p	700	J/kg/C
Diámetro equivalente de la piedra	D	0.05	m
Área superficial por unidad de volumen de la piedra	A_v	106.2	m ⁻¹

*Es la proporción de volumen vacío sobre el volumen total que ocupa una piedra

**Es la proporción de la superficie de la piedra con respecto a una esfera con el mismo diámetro.

En la tabla anterior se ha asumido los valores de fracción de vacío, la densidad de la piedra y el factor de superficie. Los datos se han sacado del libro Engineering of Thermal processes [3].

Se toma el valor máximo para la altura de la cama, 500 mm. Además, la pila de piedras está posicionada encima de bloques de concreto en forma de U de 8"x8"x16". Por otro lado, se deja una luz igual a la brecha entre la cubierta y la placa, 40 mm, en la parte superior de la pila piedras para permitir la circulación de aire a la salida del colector (Figura 20). Todo esto nos deja una profundidad de la pila de piedras de 266 mm y un área de 1.9mx1m definida previamente en la lista de exigencias.

Como se tiene definido el volumen de la cama, ya que se tiene el área $A_{cb} = 1.9m^2$ y una profundidad $d=0.266m$. Se usa la siguiente fórmula para calcular la temperatura de la cama al final del día:

$$A_{cb} \times d \times (1 - \varepsilon) \times \rho_r \times C_p \times (T_{fd} - T_{cd}) = E_{hb} \quad (\text{Ecuación 3.2.1})$$

T_{fd} : Temperatura de la cama al final del día.

T_{cd} : Temperatura de la cama al comenzar el día. $T_{cd} = 15^\circ C$.

Finalmente se despeja la ecuación 3.2.1 en función de T_{fd} y se obtiene

$$T_{fd} = \frac{1300000J}{1.9 \times 0.266 \times 0.59 \times 1350 \times 700} + 15 = 21.5^\circ C$$

El propósito del colector es calentar la cama hasta los 22 °C (T_{fd}) en el día con tal de lograr que la cama baje a 15°C al terminar la noche y el ciclo se reinicie. En la sección 3.5 se corrobora que la cama alcanza los 22°C al final del día.

3.4. Análisis térmico del colector

“The radiation of the sun in which the planet is incessantly plunged, penetrates the air, the earth, and the waters, its element are divided, change direction in every way, and, penetrating the mass of the globe, would raise its temperature more and more, if the heat acquired were not exactly balanced by that which escapes in rays from all points of the surface and expands through the sky”. **The Analytical Theory of Heat, J. Fourier.**

Antes de analizar térmicamente el colector solar se explicarán dos puntos importantes con respecto al colector.

Primero, la cubierta tiene una influencia importante en el proceso de transformar la energía de la radiación solar en calor. La cubierta muestra un comportamiento selectivo al transmitir la radiación solar. Es decir, para ondas comprendidas entre 0 y 3 μm , la cubierta actúa como un objeto transparente; y para ondas mayores a 3 μm se comporta como un objeto opaco. Esto permite que la cubierta se comporte como un medio transparente para la radiación solar (cuya longitud de onda varía entre 0 y 2 μm) y como un medio opaco la radiación emitida por la placa negra absorbente (cuya longitud de onda es mayor 3 μm). Por lo tanto, se utiliza la energía emitida por la placa absorbente para calentar el fluido que circula entre la cubierta y la placa [10].

Segundo, el ángulo de inclinación y la orientación del colector cumplen un rol fundamental para la correcta captación de la energía solar. En general, se sigue las recomendaciones señaladas por la tabla 11 [11] para la inclinación del colector. Con respecto a la orientación, se indica que un colector en el hemisferio sur debe ser orientado hacia el norte. Debido a que Langui se encuentra a una latitud de 14° se elige un ángulo de inclinación de 15°. Por otro lado esta es la inclinación mínima contra la lluvia y la nieve.

Tabla 11. Inclinación del colector [11]

Latitud de lugar	Inclinación
De 0° a 10°	$i = 10^\circ$
De 10° a 20°	$i = \text{lat.}$
De 20° a 35°	$i = \text{lat} + 10^\circ$
> de 35°	$i = \text{lat.} + 15^\circ$

El proceso de transformación de energía radiante solar en térmica en el colector solar plano con aire se describe de la siguiente manera [3]:

- La placa absorbente se encuentra a una temperatura promedio T_p y recibe la radiación solar útil S .
- La energía recibida por la radiación solar S es disipada hacia el ambiente a través del coeficiente de pérdidas traseras U_b (debido al aislante); hacia el fluido T_f a través del coeficiente convectivo h_2 ; y hacia la parte interior de la cubierta a través del coeficiente radiante linealizado h_r .
- La energía es transferida desde el fluido hacia la cubierta a través del coeficiente convectivo h_1 y finalmente es disipada hacia el ambiente, desde la cubierta, a través del coeficiente de pérdidas delanteras U_t .
- La potencia ganada q_u radica principalmente en los coeficientes convectivos h_1 y h_2 ya que sólo una parte del calor que recibe el fluido de la placa absorbente es transferida a la cubierta.

En la figura 27 se representa el colector y su respectiva analogía eléctrica.

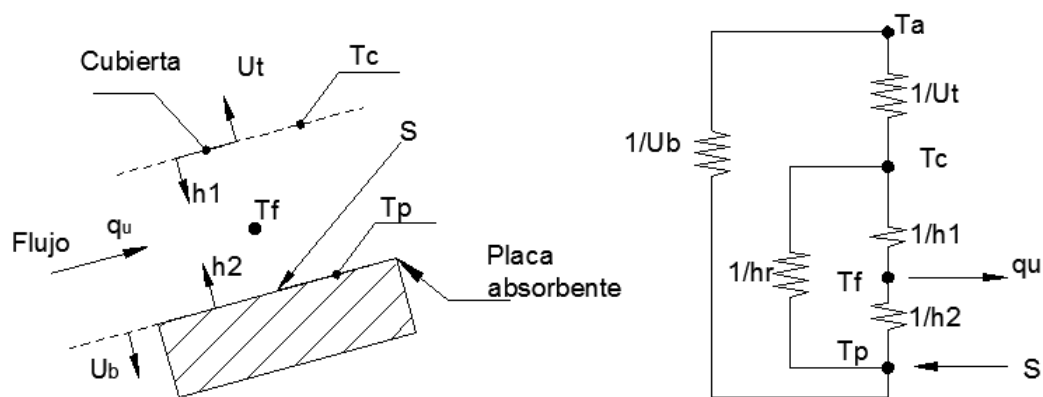


Figura 27. Representación del colector y su analogía eléctrica

Las ecuaciones de balance de energía en la cubierta, la placa y el fluido son respectivamente:

$$U_i(T_a - T_c) + h_r(T_p - T_c) + h_1(T_f - T_c) = 0 \quad (\text{Ecuación 3.4.1})$$

$$S + U_b(T_a - T_p) + h_2(T_f - T_p) + h_r(T_c - T_p) = 0 \quad (\text{Ecuación 3.4.2})$$

$$h_1(T_c - T_f) + h_2(T_p - T_f) = q_u \quad (\text{Ecuación 3.4.3})$$

Se resuelven estas ecuaciones para hallar q_u en función de $U_i, h_1, h_2, h_r, T_a, T_f$.

$$q_u = F \left[S - U_L(T_f - T_a) \right] \frac{W}{m^2} \quad (\text{Ecuación 3.4.4})$$

Donde **F** es el factor de eficiencia del colector y U_L es el coeficiente global de pérdidas

$$F = \frac{h_r h_1 + U_i h_2 + h_2 h_r + h_1 h_2}{(U_i + h_r + h_1)(U_b + h_2 + h_r) - h_r^2} \quad (\text{Ecuación 3.4.5})$$

$$U_L = \frac{(U_b + U_i)(h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2) + U_b U_i (h_1 + h_2)}{h_r h_1 + U_i h_2 + h_2 h_r + h_1 h_2}, \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ecuación 3.4.6})$$

La ecuación 3.4.4 representa la energía ganada por metro cuadrado y solo se puede utilizar si se conoce la variación de la temperatura del fluido a lo largo del colector. Ante esta dificultad, se tiene la siguiente ecuación:

$$Q_u = A_c F_R \left[S - U_L(T_{fi} - T_a) \right], W \quad (\text{Ecuación 3.4.7})$$

Esta ecuación nos entrega la potencia útil o térmica que entrega el colector y es, por tanto, la ecuación más importante para el análisis de colectores solares. Una ventaja de esta ecuación es que se necesita la temperatura del fluido a la entrada del colector, T_{fi} , una variable normalmente conocida.

En la ecuación 3.4.7, A_c es el área del colector y F_R es el factor de remoción de calor del colector, el cual se halla de la siguiente manera:

$$F_R = F \times F_1 \quad (\text{Ecuación 3.4.8})$$

Donde F_1 es el factor de flujo del colector y está dado por la siguiente fórmula

$$F_1 = \frac{\frac{0}{m} C_p}{F A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F}{\frac{0}{m} C_p}\right) \right] \quad (\text{Ecuación 3.4.9})$$

$\frac{0}{m}$: Flujo másico de aire, kg/s

C_p : Calor específico de aire, J/kg/K

Como se aprecia en las ecuaciones anteriores, para la obtención de la potencia útil se tiene que asumir y luego verificar muchas variables importantes (La temperatura de la placa absorbente, la temperatura de la cubierta, la temperatura promedio del fluido y el flujo másico del aire). Para el fácil entendimiento de como hallar estas variables se muestra a continuación:

1. En la figura 28, el esquema general del colector solar con aire.
2. En la tabla 12, las características preliminares del colector. En esta tabla se toma la altura y el ancho de la cama como datos para del colector. También se indica el espesor del aislante seleccionado. Debido a que la principal variable es el área del colector, esta se debe modificar si es que el colector no entrega la energía necesaria a la cama durante el día.
3. En la tabla 13, las temperaturas del colector y el flujo volumétrico de aire asumidos. Debido a que las únicas temperaturas conocidas son la temperatura de entrada al colector y la temperatura ambiente, se asume los demás valores. Estos valores son verificados en la sección 3.4.8 y 3.4.9.
4. El flujo de cálculo para hallar las temperaturas en el colector y el flujo volumétrico de aire.
5. El procedimiento de cálculo para hallar la potencia útil y verificar las temperaturas y el flujo másico asumido.
6. Resultados de un iteración intermedia del cálculo y de la última iteración.

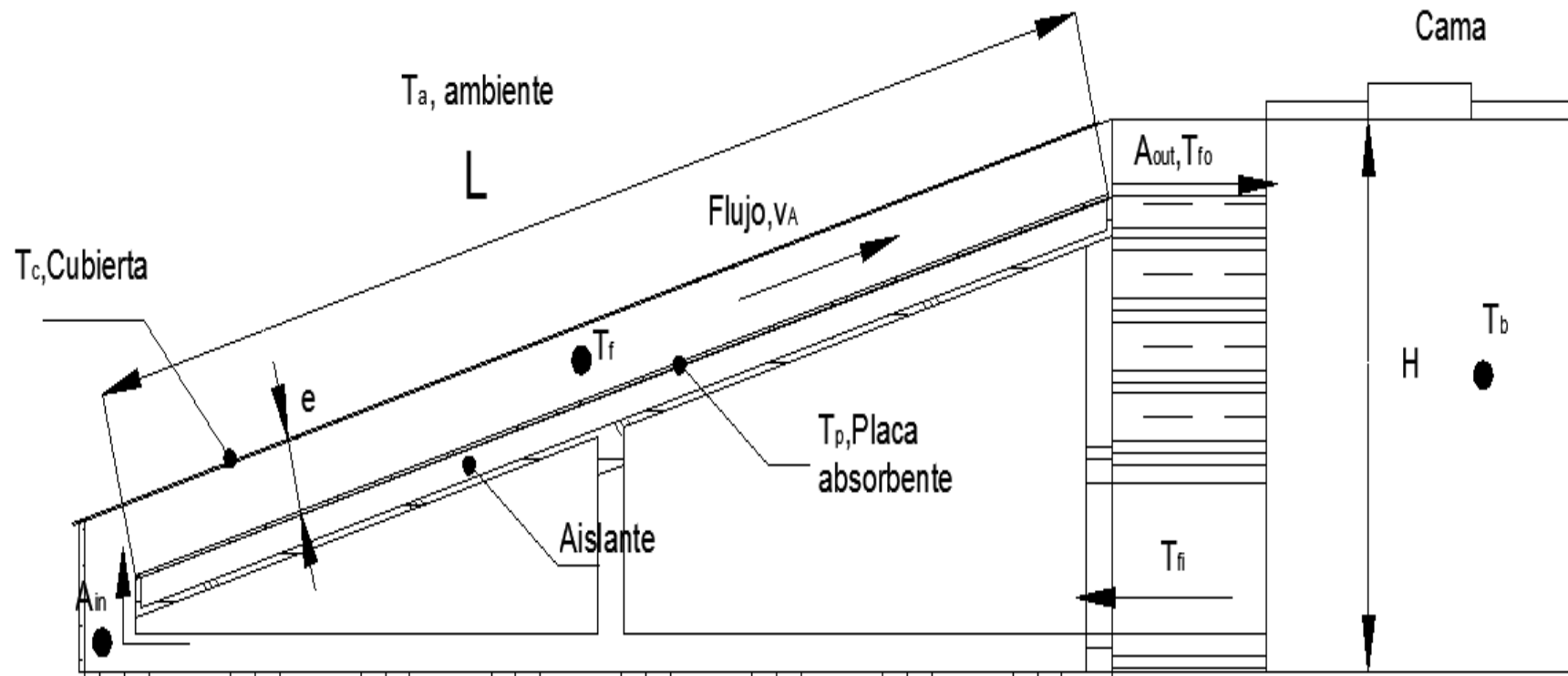


Figura 28. Esquema general del colector

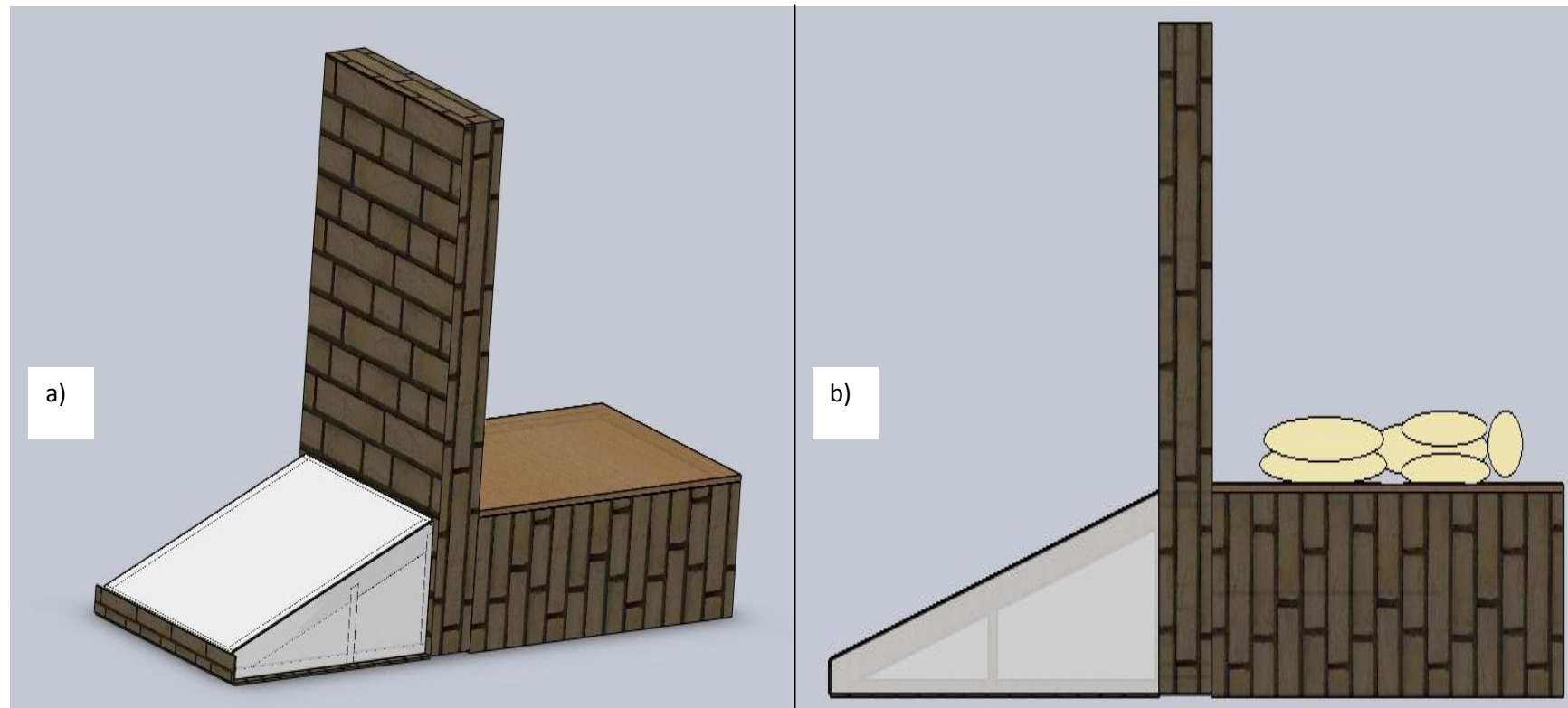


Figura 29. El lado izquierdo es un modelo en 3D de la cama y el lado derecho muestra la posición como debería dormir una persona

Tabla 12. Las características preliminares del colector

Definición	símbolo	valor	unidades
Altura	H	0.5	m
Longitud	L^*	1.5	m
Ancho	W	1	m
inclinación	θ^{**}	0.26/15	Radian/grados
Brecha entre la cubierta y la placa	e	0.04	m
Área transversal del flujo	A	0.04	m ²
Área de entrada del flujo	A_{in}	0.04	m ²
Área de salida del flujo	A_{out}	0.03	m ²
Área de colector	A_c	1.4	m ²
Longitud característica	L_c^{***}	1.2	m
Conductividad del aislante	k_i	0.037	W/m/K
Espesor de aislante	t	0.05	m
Emisividad de la placa	ϵ_p	0.95	-
Emisividad de la cubierta	ϵ_c	0.9	-

* $L=H/\sin(\theta)$, aproximadamente

**según tabla 11

*** L_c se halla de la Ecuación 3.4.17

Tabla 13. Temperaturas en el colector y flujo másico asumido

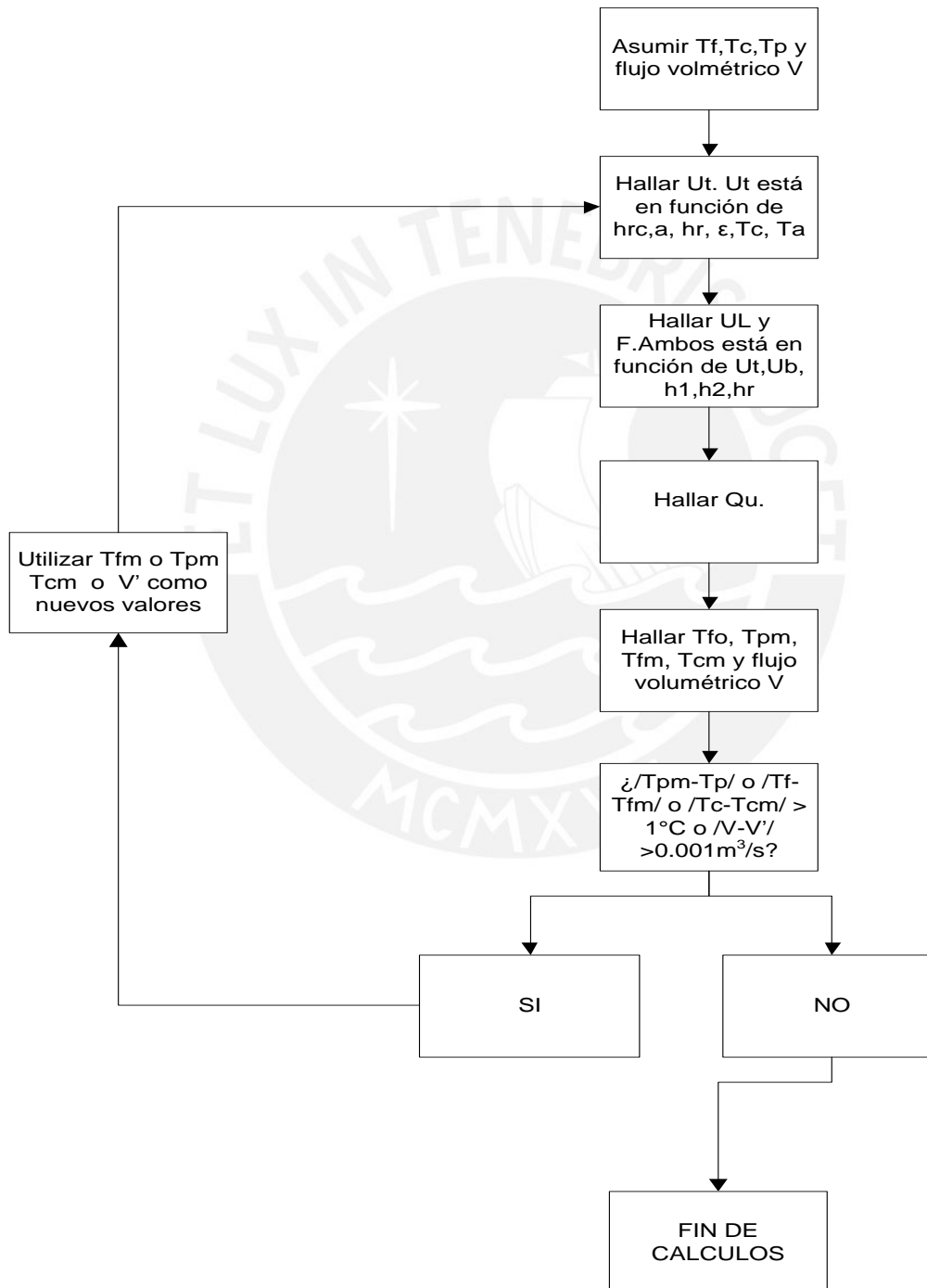
Definición	Símbolo	Valor	Unidad
Temperatura ambiente*	T_a	288	K
Temperatura de cielo**	T_s	270	K
Temperatura de aire entrante*	T_{fi}	288	K
Temperatura de aire salida***	T_{fo}	-	K
Temperatura promedio del fluido	T_f	305	K
Temperatura de la cubierta	T_c	292	K
Temperatura de la placa absorbente	T_p	327	K
Flujo volumétrico de aire	\dot{V}	0.008	m ³ /s

*Variable conocida

$$^{**}T_s = .0552 \times T_a^{1.5},$$

***Esta temperatura se puede calcular una vez las otras variables se hallan verificado.

3.4.1. Flujo de cálculo



3.4.2. Procedimiento de cálculo

1. Cálculo del coeficiente de pérdidas delanteras U_t

Este valor es la suma de dos valores:

$$U_t = h_{c,a} + h_{rc,a} = 38 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ecuación 3.4.10})$$

$h_{c,a}$: Coeficiente convectivo entre la cubierta y el ambiente, se asume que es igual a $10 W/m^2/K$ [7].

$h_{rc,a}$: Coeficiente radiante linealizado entre la cubierta y el ambiente, $W/m^2/K$

$$h_{rc,a} = \frac{\sigma \times \varepsilon_c (T_c + T_s)(T_c^2 + T_s^2)(T_c - T_s)}{T_c - T_a} = 28 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ecuación 3.4.11})$$

Donde T_s es la temperatura del cielo y ε_c es la emisividad de la cubierta.

2. Cálculo del coeficiente de pérdidas traseras U_b

$$U_b = \frac{k_i}{t} = 0.74 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ecuación 3.4.12})$$

Donde k_i es la conductividad térmica del aislante y t es el espesor del aislante

3. Cálculo h_1, h_2, h_r

- Cálculo de h_r

$$h_r = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} = 5.8 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ecuación 3.4.13})$$

- Cálculo de h_2

Se asume que la placa está en posición horizontal y se usa la siguiente correlación.

$$Nu = \begin{cases} 0.76 Ra^{1/4} & \text{Para } 10^4 < Ra < 10^7 \\ 0.15 Ra^{1/3} & \text{Para } 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10} \end{cases} \quad (\text{Ecuación 3.4.14})$$

Donde $Ra = Gr \times Pr = 1.24 \times 10^9$ (Ecuación 3.4.15)

$$Gr = \frac{g\beta(T_p - T_f)L_c^3}{\nu^2} = 1.76 \times 10^9 \quad \text{(Ecuación 3.4.16)}$$

Todas las propiedades del fluido se hallan a la temperatura de referencia

$$T_{film} = \frac{T_f + T_p}{2} = 316K \quad \text{excepto el coeficiente de expansión volumétrica que es}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{305K}.$$

Por otro lado para el cálculo de la longitud característica se usa la siguiente fórmula:

$$L_c = \frac{4A_c}{2(L+W)} = 1.2m \quad \text{(Ecuación 3.4.17)}$$

Finalmente se halla el coeficiente convectivo h_2 mediante la siguiente ecuación

$$h_2 = \frac{Nu \times \kappa}{L_c} = \frac{161 \times 0.027}{1.2} = 3.68 \frac{W}{m^2 \times K} \quad \text{(Ecuación 3.4.18)}$$

κ : Conductividad térmica del fluido

- Cálculo de h_1

El cálculo de h_1 se lleva a cabo de igual manera solo que ahora la temperatura de

referencia es $T_{film} = \frac{T_f + T_c}{2} = 299K$.

$$h_1 = \frac{147 \times 0.027}{1.2} = 3.2 \frac{W}{m^2 \times K}$$

4. Cálculo de U_L y F

Teniendo U_b, U_t, h_r, h_1, h_2 Se calcula $U_L = 11.44 \frac{W}{m^2 K}$ y $F = 0.43$ a través de las ecuaciones 3.4.5 y 3.4.6.

5. Cálculo de F_1 y F_R

Se utilizan las ecuaciones 3.4.8 y 3.4.9 y se hallan $F_1 = 0.58 \rightarrow F_R = FF_1 = 0.25$.

6 Cálculo de la radiación solar útil S

La radiación solar incidente es $I_t = 700 \frac{W}{m^2}$

$$S = I_t \kappa \tau \alpha_b = 452 \frac{W}{m^2} \quad (\text{Ecuación 3.4.19})$$

Donde

$\kappa = 0.85$, Factor de conversión de radiación difusa y direccional.

$\tau = 0.87$, Transmisividad de la cubierta de radiación solar.

$\alpha_b = 0.96$, Absortividad de la placa absorbente.

7 Cálculo de la potencia útil Q_u

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)] = 169 \text{ W} \quad (\text{Ecuación 3.4.7})$$

Y la eficiencia es $\eta = \frac{Q_u}{A_c \times I_t} = 16\%$ (Ecuación 3.4.20)

8 Verificación de las temperaturas

Temperatura media de la placa absorbente

$$T_{pm} = T_{fi} + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F_R) = 318 K \quad (\text{Ecuación 3.4.21})$$

Temperatura media del fluido

$$T_{fm} = T_{fi} + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F_1) = 305 K \quad (\text{Ecuación 3.4.22})$$

Temperatura media de la cubierta, se despeja T_c de la ecuación 3.4.1.

$$T_{cm} = \frac{U_t \times T_a + h_r \times T_p + h_1 \times T_f}{U_t + h_r + h_1} = 294 K \quad (\text{Ecuación 3.4.23})$$

9 Temperatura del aire a la salida del colector

$$T_{fo} = T_{fi} + \frac{Q_u}{m C_p} = 316K \quad (\text{Ecuación 3.4.24})$$

10 Comprobación del flujo volumétrico asumido

El flujo volumétrico se halla mediante la siguiente ecuación [13], la cual se puede apreciar en Anexos 1

$$V' = A \left(\frac{B \cos(1-\theta)}{2\psi} \right)^{1/3} = 0.0145 \frac{m^3}{s} \quad (\text{Ecuación 3.4.25})$$

Donde

$$B = \frac{g \times Qu}{\rho \times Cp \times T_a} = 0.008 \frac{m^4}{s^3} \quad (\text{Ecuación 3.4.26})$$

$$\psi = \frac{A}{L} \times \left\{ f \times \frac{L}{2D_h} + \frac{1}{2} \left[c_{in} \left(\frac{A}{A_{in}} \right)^2 + c_{out} \left(\frac{A}{A_{out}} \right)^2 \right] \right\} = 0.058m \quad (\text{Ecuación 3.4.27})$$

De la ecuación 3.4.27, se tienen los siguientes datos:

c_{in} : Coeficiente de pérdida de presión al ingreso. $c_{in} = 1.5$

f : Factor de fricción para el canal, $f = 0.056$

c_{out} : Coeficiente de pérdida de presión a la salida. $c_{out} = 1$.

c_{in} , f y c_{out} han sido asumidos de Chen et al., 2003. [13].

$$D_h = \frac{4A}{2 \times e + 2 \times W} = 0.08m ,$$

D_h es el diámetro hidráulico de la brecha del colector. $A = 0.024m^2$, $e = 0.02m$ y $W = 1.2m$

Debido a que las temperaturas asumidas en el primer cálculo no cumplen con el criterio establecido en el flujo de cálculo se itera con las nuevas temperaturas y el nuevo flujo volumétrico. A continuación se muestra en la tabla 14 los datos de ingreso para la primera iteración y en la tabla 15 los resultados de esta. Finalmente se muestra en la tabla 16 los resultados de la última iteración.

Tabla 14. Temperaturas en el colector y flujo másico

Definición	Símbolo	Valor	Unidades
Temperatura ambiente*	T_a	288	K
Temperatura de cielo**	T_s	270	K
Temperatura de aire entrante*	T_{fi}	288	K
Temperatura de aire salida***	T_{fo}	316	K
Temperatura promedio del fluido	T_f	305	K
Temperatura de la cubierta	T_c	294	K
Temperatura de la placa absorbente	T_p	318	K
Flujo volumétrico de aire	\dot{V}	0.0145	m ³ /s

Tabla 15. Resultados de la segunda iteración

Definición	Símbolo	Valor	Unidades
Coeficiente de pérdidas totales	U_L	10.84	W/m ² /K
Factor de eficiencia del colector	F	0.41	-
Factor de flujo del colector	F_1	0.75	-
Factor de remoción de calor	F_R	0.31	-
Potencia útil	Q_U	208	W
Nuevo flujo volumétrico de aire	\dot{V}	0.016	m ³ /s
temperatura media de la placa	T_{pm}	327	K
temperatura media del fluido	T_{fm}	304	K
Nueva temperatura de salida	T_{fo}	317	K
temperatura media de la cubierta	T_{cm}	295	K

Tabla 16. Resultados finales

Definición	Símbolo	Valor	Unidades
Potencia útil*	Q_U	229	W
Eficiencia	n	22	%
Flujo volumétrico de aire	\dot{V}	0.016	m ³ /s
Temperatura de la placa	T_{pm}	319	K
Temperatura del fluido	T_{fm}	298	K
Temperatura de salida	T_{fo}	307	K
Temperatura de cubierta	T_{cm}	293	K

*Se asume que esta potencia útil es constante entre las 10:00am y 3:00pm. Es decir, durante 5 horas.

3.5. Transferencia de calor entre el fluido y la cama

Cama de pila de piedras

Si bien es cierto en el cálculo anterior se asumió que la temperatura de entrada al colector se mantiene constante esto es una buena aproximación gracias al acople de la pila de piedras. El aire entrante pierde rápidamente su energía al hacer contacto con las piedras debido al gran coeficiente de transferencia de calor que existe entre las piedras y el propio aire. Esto conlleva a que se presente en la pila de piedras un alto grado de estratificación de temperaturas y, por ende, las temperaturas de entrada y salida se mantienen constantes por un largo periodo. Según el libro *Solar Engineering of Thermal processes* [3], este periodo varía entre unas 5 o 6 horas; lo que asegura la validez del cálculo. En la figura 30 se observa el fenómeno de la estratificación.

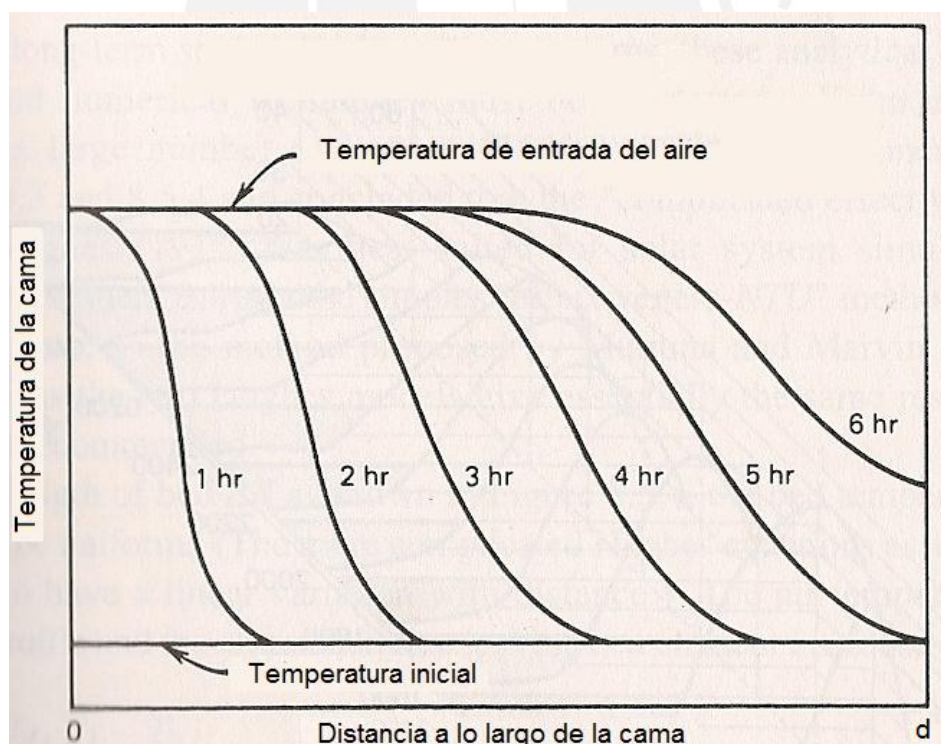


Figura 30. Distribución de temperatura en una pila de piedras.

Cabe destacar que ahora las temperaturas de salida y de entrada de la cama son la temperatura de entrada y salida del colector, respectivamente.

Las propiedades de la pila de piedras se muestran de nuevo en la tabla 10.

Tabla 10 propiedades térmicas y geométricas de la piedra

Definición	Símbolo	Valor	unidades
Fracción de vacío	ε	0.41	-
Masa de la piedra	m	0.05	kg
Factor de superficie	α	1.5	-
Densidad de la piedra	ρ_r	1350	kg/m ³
Calor específico	C_p	700	J/kg/°C
Diámetro equivalente de la piedra	D	0.05	m
Área superficial por unidad de volumen de la piedra	A_v	106.2	m ⁻¹

A continuación se muestra las características de la cama en la tabla 17 y las propiedades del fluido y del flujo en la tabla 18.

Tabla 17 características de la cama

Definición	Símbolo	Valor	unidades
Profundidad	d	0.27	m
Longitud	L	1.9	m
Ancho	W	1	m
Área transversal a la dirección de flujo	A_{cb}	1.9	m ²
Numero promedio de piedras	n	4127	-
Área superficial total de transferencia	$A_{p,t}$	37	m ²

Tabla 18 Propiedades del aire y del flujo del aire

Definición	Símbolo	Valor	unidades
Temperatura promedio del fluido*	T	303	K
Viscosidad dinámica	μ	1.99E-05	Pa*s
Flujo volumétrico	V	0.011	M ³ /s
Velocidad del aire a través de la cama	v	0.006	m/s
Densidad	ρ	0.70	kg/m ³
Velocidad de masa**	G_o	0.0042	kg/m ² /s

*Las propiedades del aire son evaluadas a una temperatura igual a la media aritmética de la temperatura de entrada y de salida de la cama.

**La velocidad de masa es el flujo de masa dividido por el área transversal a la dirección del flujo, A_{cb} .

Se define NTU (Número de unidades de transmisión)

$$NTU = \frac{h_v \times A_{cb} \times d}{(mCp)_f} = 6.35 \quad (\text{Ecuación 3.5.1})$$

Donde h_v es el coeficiente de transferencia de calor volumétrico y es dado por:

$$h_v = 650 \left(\frac{Go}{D} \right)^{0.7} = 155 \frac{W}{m^3 K} \quad (\text{Ecuación 3.5.2})$$

Se asume que la temperatura de la cama es T_b constante e igual a 15°C (288 K) durante las 5 horas de radiación solar para facilitar el cálculo. La temperatura del a la salida de la cama se halla mediante la siguiente formula:

$$T_{fo} = T_b - (T_b - T_{fi}) \times \exp(-NTU) = 288.03K \quad (\text{Ecuación 3.5.3})$$

De esta manera se comprueba que la temperatura de salida es igual a la temperatura de la cama. $T_b=288K \approx T_{fo}=288.03 K$

Finalmente, la transferencia de calor es la siguiente[12]:

$$Q = hA_{p,t} \Delta T_{lm} = -150 W \quad (\text{Ecuación 3.5.4})$$

Este valor es negativo porque es la energía que pierde el aire.

En la ecuación anterior, las variables ΔT_{lm} y h se hallan de la siguiente manera

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_b - T_{fi}) - (T_b - T_{fo})}{\ln\left(\frac{T_b - T_{fi}}{T_b - T_{fo}}\right)} = -3K \quad (\text{Ecuación 3.5.5})$$

Se puede apreciar que $\ln\left(\frac{T_b - T_{fi}}{T_b - T_{fo}}\right) = NTU = 6.35$

$$h = \frac{h_v \times D}{6\alpha(1-\varepsilon)} = 1.46 \frac{W}{m^2 K} \quad (\text{Ecuación 3.5.6})$$

$$A_{p,t} = 36m^2.$$

Aumento de temperatura de la cama

$$A_{cb} \times d \times (1-\varepsilon) \times \rho_r \times C_p \times (T_{fd} - T_{cd}) = Q \times t \quad (\text{Ecuación 3.5.7})$$

t_{ru} : 5 horas. Tiempo de radiación útil, entre las 10:00 a.m. y 3:00 p.m.

De esta ecuación resulta que la temperatura de la cama al finalizar el día T_{fd} aumenta hasta los 22°C lo que nos valida la suposición hecha en la sección 3.3

3.6 .Dimensiones y resultados finales del colector

El colector solar de placa plana con aire presenta las siguientes dimensiones finales:

Tabla 19. Dimensiones finales del colector

Definición	símbolo	valor	unidades
Altura	H	0.5	m
Longitud	L	1.4	m
Ancho	W	1	m
inclinación	θ	0.26/15	Radian/grados

Este colector desarrolla una potencia útil de 229 W con una eficiencia de 22 %. Esto origina un flujo volumétrico de aire de 0.016 m³/s a una temperatura de 307 K (34 °C) en la salida.

La pila de piedras tiene un área de 1.9m² y una profundidad de 0.266m. La pila de piedras se calienta a una temperatura de 22°C durante el día y disminuye hasta una temperatura de 15°C.

3.7 Costos

A continuación se muestra los costos presupuestados para la construcción de la cama calefactora

Tabla 20 Costo de construcción

Elemento	material	medidas	medidas disponibles	cantidad	costo unitario	costo total S/
Aislante	tecnopor	1.4x1x50m m	2"x2.4mx1.2m	1	20	20
Placa absorbente	calamina	1.5x1x1.6m m	1.8mx0.81m	2	13	26
Cubierta superior	vidrio	1.6x1.1x5m m	1.6x1.1x5m m	1	72	72
cubierta lateral	polietileno	0.5x1.5m	0.5x1.5m	3	20	60
Estructura	Madera	3"x10"x6'	3"x10"x6'	4	140	560
mallas 1	fierro corrugado	9mx1/2"	9mx1/2"	2	28	56
mallas 2	alambre galvanizado	1.9mx1.0m cocos 13x13mm	0.9x1m cocos 1/2"	4	3	12
barras para cama	madera	7.5cmx2.5cm mx 1m	3"x10"x6'	1	140	140
mano de obra						400

TOTAL S/ 1346

TOTAL \$ 477

Tipo de cambio a julio 2010

1 USD = 2.82PEN

Conclusiones

1. Se diseñó una cama calefactora mediante el uso de energía solar para proporcionar el confort térmico al campesino en las noches. El campesino necesita un suministro de calor de 35 W durante 10 horas lo cual resulta en una carga térmica de 1300 kJ. La pila de piedras tiene un volumen de 0.5m^3 y se calienta hasta una temperatura de 22°C durante el día y disminuye hasta una temperatura de 15°C mientras que dentro del cuarto se encuentra a 5°C y afuera a 5°C bajo cero. Este cambio de temperatura libera 2200kJ, lo cual nos asegura que la pila de piedras proporcionará la cantidad de calor que necesita el hombre para encontrarse en confort térmico.
2. El colector solar de placa plana tiene una eficiencia baja (22%). Esta eficiencia podría mejorarse haciendo un diseño más elaborado y uso de otros materiales. Sin embargo, el colector suministra el calor que se necesita, 229 W durante 5 horas, y es mejor no aumentar los costos ni la complejidad del diseño ya que el destinatario y usuario final es el campesino.
3. El precio de la construcción de la cama es alrededor de 477 USD.

Recomendaciones

1. Para mejorar la circulación del aire en la pila de piedras, el colector podría situarse a un nivel menor a cero pero eso dependería de la posibilidad de que el terreno tenga una pendiente. Si el terreno no tiene pendiente no es recomendable bajar la posición del colector ya que podría inundarse en caso de lluvia.
2. Para evitar la circulación inversa del aire durante las noches el ducto de entrada a la pila de piedras se debe tapar.

Bibliografía

1. "Zonas de Puno azotadas por el frío están en emergencia tras muerte de 153 niños."
<http://elcomercio.pe/noticia/296125/declararan-emergencia-localidades-punenas-azotadas-frio-muerte-153-ninos>. El Comercio. Web. 04 de junio del 2009.
2. Harman, Úrsula. *Proyecto Casa Ecológica Andina de Langui*. 26 de febrero del 2010.
3. Duffie, John A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. (2.da.ed.). New York: Wiley, 1991.
4. Juan Manuel Bohórquez Peñuela. *Muro de Trombe*. Universidad de los Andes, Bogotá D.C., Colombia. Departamento de Ingeniería Mecánica.
5. Sitio Solar *<http://www.sitiosolar.com/colectores%20de%20tubo%20de%20vacio.htm>*
6. Gonzalo, Guillermo Enrique. *Manual de arquitectura bioclimática*. Buenos Aires: Nobuko, 2003.
7. Mendoza, Andrés (2009). *Optimización de un Muro Trombe de 3m X 2m para Zonas Altoandinas a una latitud de 14°S*. Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
8. Carhuayo, Roberto (2003). *Diseño de un colector solar plano, utilizando tuberías de PVC, para el calentamiento de 105 litros de agua por convección natural*. Tesis no publicada, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
9. ASHRAE. *ASHRAE handbook: fundamentals*. Atlanta, GA: ASHRAE, 2009.
10. Holman, J.P. *Heat transfer*. New York: McGraw-Hill, 1990.
11. Guinebault, Alain & Rozis, Jean Francois. (1997). *Calefacción solar para regiones frías*. Lima, Perú: Soluciones Prácticas-ITDG.
12. Incropera, Frank P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. (4a ed.). México, D.F.: Pearson Educación.
13. Chen, Z.D, P. Bandopadhyay, J. Halldorsson, C.Byrjalsen, P. Heiselberg and Y. Li, 2003. *An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux*. Building and Environment, 38:893-906.
14. Kornher, S. *The complete handbook of solar air heating systems: how to design and built efficient economical systems for heating your home*. Emmaus, PA: Rodale Press, 1984.